



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

POSUVNÁ A ZVEDACÍ PLOŠINA

SLIDING AND LIFTING PLATFORM

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. STANISLAV KUČO

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. MIROSLAV ŠKOPÁN, CSc.

BRNO 2014

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2013/14

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Stanislav Kučo

který/která studuje v **magisterském studijním programu**

obor: **Automobilní a dopravní inženýrství (2301T038)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Posuvná a zvedací plošina

v anglickém jazyce:

Sliding and Lifting Platform

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhněte posuvné a zvedací pódium, které je součástí mobilní scény určené pro koncertní turné. Práce musí plnit požadavky vyplývající z předchozí scénografické studie.

Základní parametry:

Maximální statické užitečné zatížení: 350kg

Maximální délka vysunutí: 7,5 m

Velikost půdorysné plochy platformy: 3m

Cíle diplomové práce:

Technická zpráva obsahující:

- kritickou rešerši řešení obdobných konstrukcí a koncepci navrženého řešení,
- základní funkční výpočet zařízení, návrh jednotlivých komponent,
- pevnostní výpočet a další výpočty dle vedoucího DP

Výkresová dokumentace obsahující:

- celková sestava zařízení
- podsestava a výrobní výkresy dle pokynů vedoucího DP

Seznam odborné literatury:

1. BIGOŠ, P., KULKA, J., KOPAS, M., MANTIČ, M.: Teória a stavba zdvíhacích a dopravných zariadení. TU v Košiciach, Strojnícká Fakulta 2012, 356 s., ISBN 978-80-553-1187-6
2. ŠKOPÁN, M.: Hydraulické pohony strojů, elektronická skripta VUT v Brně 2009
3. ŠKOPÁN, M.: Aplikovaná mechanika stavebních a transportních strojů, elektronická skripta VUT v Brně 2003
4. Firemní literatura a příslušné ČSN

Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2013/14.

V Brně, dne 11.11.2013



prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc., dr. h. c.
Děkan



ABSTRAKT

V této diplomové práci je proveden návrh mobilního scénického zařízení pro koncertní turné hudební skupiny Lucie. V počáteční fázi je vypracována charakteristika zadaného úkolu, popis a funkce samotného zařízení. Dalším krokem je navržení koncepce nosných rámců. Poté je proveden návrh a s ním související výpočet všech mechanismů, pohonů a způsobů vedení jednotlivých pohyblivých částí posuvné a zvedací plošiny. Na konec je zkontrolována stabilita celé konstrukce podle příslušné normy. Práce rovněž obsahuje výkresovou dokumentaci, jejíž část je uvedena v příloze.

KLÍČOVÁ SLOVA

Scéna, pódium, plošina, příhradový nosník, kontaktní tlak, hydraulický válec, pastorek a ozubený hřeben.

ABSTRACT

This thesis describes a project of a mobile stage device that will be used for a concert tour of Lucie. The first part characterizes the given task and expounds description and function of the device itself. The second part focuses on the design concept of supporting frames. This is followed by design and calculation of all mechanisms, actuators and construction of individual moving parts of a sliding and lifting platform. The last part verifies stability of the whole construction in accordance with appropriate standards. The thesis also contains technical documentation, which is to be found in appendix.

KEYWORDS

Stage, podium, riser, truss, contact pressure, hydraulic cylinder, rack and pinion.



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

Kučo, S. *Posuvná a zvedací plošina*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 94 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 30. května 2014

.....

Stanislav Kučo



PODĚKOVÁNÍ

Děkuji vedoucímu diplomové práce doc. Ing. Miroslavu Škopánovi, CSc. za rady a doporučení, jež byly poskytnuty při zpracovávání diplomové práce. Dále chci poděkovat Ing. Petru Suchomelovi a celému jeho týmu konstruktérů za cenné rady, důvěru ve mně vloženou a za nabídku podílet se na atraktivním projektu. V neposlední řadě chci také poděkovat svým rodičům za podporu a vytvoření vhodných podmínek při studiu na vysoké škole.



OBSAH

Úvod	15
1 Základní popis zařízení.....	17
2 Ocelová konstrukce plošiny.....	21
2.1 Mechanické vlastnosti použitých konstrukčních materiálů	25
2.1.1 Oceli	26
2.1.2 Materiál kluzných pouzder	27
3 Zvedání ramene	28
3.1 Vlastní zvedání ramene.....	29
3.1.1 Analýza pohybu hydraulických válců	29
3.1.2 Rozložení sil na rameni	33
3.1.3 Posouzení nejhorší možné varianty zatížení.....	35
3.1.4 Kontrola hydraulických válců	36
3.1.5 Porovnání rychlostí vysouvání válců.....	37
3.1.6 Pevnostní výpočet čepů	38
3.2 Bezpečnostní zarážka.....	39
3.2.1 Rozložení sil na rámu zarážky.....	40
3.2.2 Kontrola hydraulického válce.....	41
3.2.3 Únosnost zubů mechanismu.....	43
4 Naklápění plošiny s bubeníkem.....	45
4.1 Konstrukční řešení naklápění.....	45
4.2 Rozložení sil na rámu plošiny.....	49
4.3 Kinematika naklápění a volba převodovky	50
4.4 Návrh pohonu a brzdy.....	52
4.5 Únosnost zubů pastorku.....	53
4.6 Pevnostní výpočet výstupního hřídele převodovky	54
4.7 Pevnostní výpočet čepů plošiny.....	56
5 Pojízďení vozu	58
5.1 Rozložení sil na rámu vozu.....	60
5.2 Volba převodovky.....	62
5.3 Návrh pohonu	63
5.4 Únosnost zubů pastorku.....	64
5.5 Pevnostní výpočet výstupního hřídele převodovky	65
5.6 Kontaktní tlak mezí kolem a kolejničí.....	67
5.7 Pevnostní výpočet čepu kola.....	67
5.8 Pevnostní výpočet čepu nápravy.....	68



6	Vysouvání výložníku	69
6.1	Konstrukční řešení vysouvání	69
6.2	Parkovací poloha výložníku	72
6.3	Stav výložníku těsně po opuštění parkovací polohy	73
6.3.1	Rozložení sil na rámu výložníku	73
6.3.2	Kontaktní tlak mezi kolem a výztuhou	74
6.3.3	Kontrolní výpočet čepu kola	75
6.3.4	Kontrolní výpočet čepu nápravy	76
6.4	Pracovní poloha výložníku	76
6.4.1	Volba převodovky	78
6.4.2	Návrh pohonu	80
6.4.3	Únosnost zubů pastorku	80
6.4.4	Pevnostní výpočet výstupního hřídele převodovky	80
6.5	Zamezení kmitání a průhybu výložníku v zasunuté poloze	82
7	Kritérium stability konstrukce	84
	Závěr	86
	Použité informační zdroje	88
	Seznam použitých zkratk a symbolů	89
	Seznam příloh	94



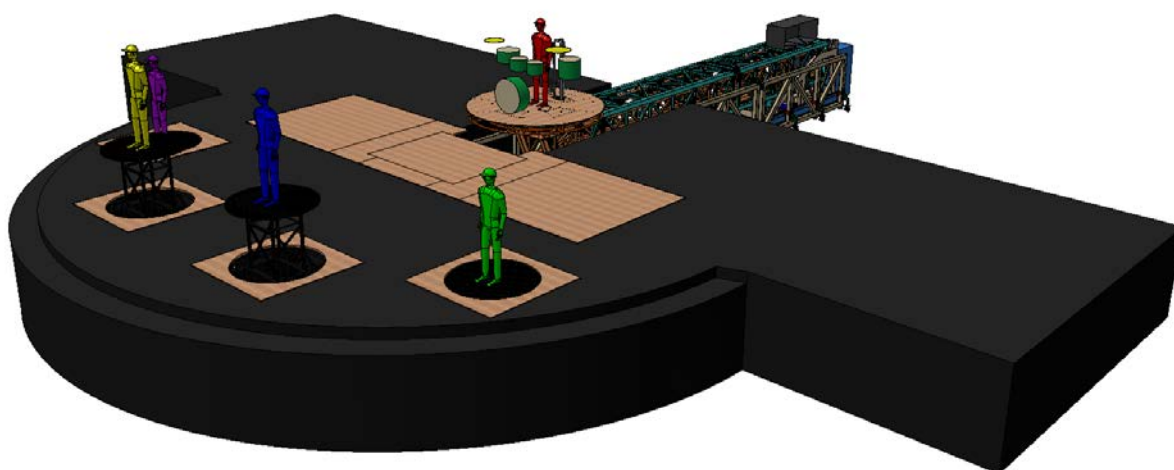
ÚVOD

Diplomová práce je zaměřena na návrh části mobilního scény pro koncertní turné hudební skupiny Lucie, jehož uskutečnění je plánováno na přelom měsíců května a června v roce 2014. Turné je tvořeno devíti oficiálními koncerty, jednou generální a jednou pódiovou zkouškou, odehrávající se v pěti největších městech rozestých napříč Českou a Slovenskou republikou. Každé z jedenácti vystoupení před živým publikem probíhá v zastřešené sportovní hale, kterou každé větší město disponuje.

Na přání scénografa je vytvořena koncertní scéna obsahující komplexní systémy vizuálních efektů zahrnující osvětlení, projekci, umělý kouř, pyrotechniku a hlavně pohyblivé prvky sloužící pro přesun členů skupiny i s jejich nástroji do neobvyklých pozic. Technické zpracování pohyblivých částí je zastřešováno firmou Bosch Rexroth, která je rovněž zadavatelem této diplomové práce.

Scéna je z hlediska pohyblivých částí rozdělena do tří samostatných skupin, jejichž vzájemná synchronizace zamezuje kolizi z dalším vybavením pódia (viz obrázek 1):

1. První část je tvořena čtyřmi výsuvnými pódii pro sólisty, které umožňují nezávisle na sobě zvedat a spouštět každého člena skupiny zvlášť nebo skupinově. Jejich umístění se nachází v přední části scény.
2. Dalším prvkem scény je zvedaná plošina, tzv. propadlo, které slouží pro transport lidí, hudebních nástrojů a jiného materiálu z prostoru pod úroveň scény na její hlavní plochu. Tímto je docíleno rychlého a hlavně vizuálně zajímavého přemístění.
3. Posledním prvkem je posuvná a zvedací plošina umístěná v zadní části scény, jejíž návrh je předmětem této diplomové práce.



Obr 1 Rozmístění pohyblivých prvků na scéně

Posuvná a zvedací plošina primárně slouží k transportu bubeníka a jeho bicí soupravy ze zadní části scény směrem nad diváky, přičemž této polohy je dosaženo až při konečném vyvrcholení koncertu a před ním je plošina přesouvána do méně exponovaných poloh. Veškeré schopnosti celé scény jsou tak s precizností a načasováním poodkrývány postupně, čímž je docíleno stupňovitého gradování atmosféry až do velkého finále na konci každého

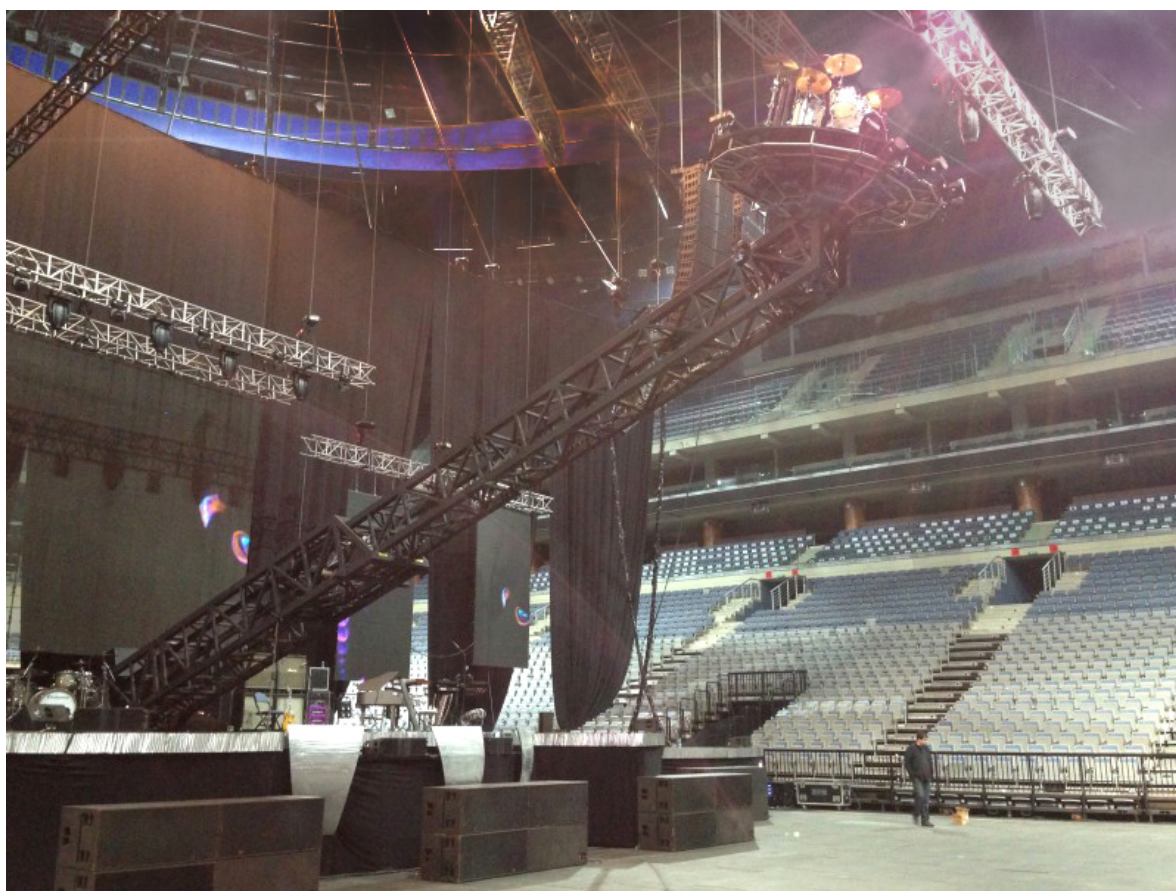


koncertu. Tento vizuální efekt má společné s dalšími výše zmíněnými efekty umocnit zážitek spojený s poslechem hudby, jejíž vnímání během živého vystoupení je tak posunuto na další úroveň. O problematice jednotlivých pozic posuvné a zvedací plošiny pojednává další kapitola.

Zařízení má být přizpůsobeno pro snadný transport uvnitř sportovních hal a velmi častou montáž a demontáž, která proběhne před začátkem a po skončení každého koncertu. Velký důraz je také kladen na nízké pořizovací náklady vzniklé při návrhu, výrobě i transportu zařízení. Z tohoto důvodu je mnoho komponent propůjčeno s již existujícími zařízení, kde nejsou v danou dobu potřeba. Jakýkoli ústupek však nesmí mít negativní dopad na bezpečnost celé scény.

Postupně je v této práci zpracován konstrukční návrh všech komponent, přičemž hlavní část se zabývá návrhem pohonných jednotek všech případných pohybů na základě vypočtených hodnot. Součástí návrhu je také zpracování výkresové dokumentace, vlivem hrozícího zahlcení jsou však v příloze uvedeny jen některé sestavy. Vzhledem k velkému rozsahu práce zde není zpracována pevnostní analýza nosné ocelové konstrukce, která byla učiněna statikem zadávající firmy. Dále pak není v práci zpracován návrh hydraulického agregátu, jehož návrh a realizace je provedena externí firmou.

Na obrázku 2 je znázorněna vyrobená a smontovaná posuvná a zvedací plošina během tzv. pódiové zkoušky. Při této zkoušce byly revizním technikem provedeny veškeré zatěžovací a funkční zkoušky. Další snímky reálného zařízení jsou uvedeny v příloze.



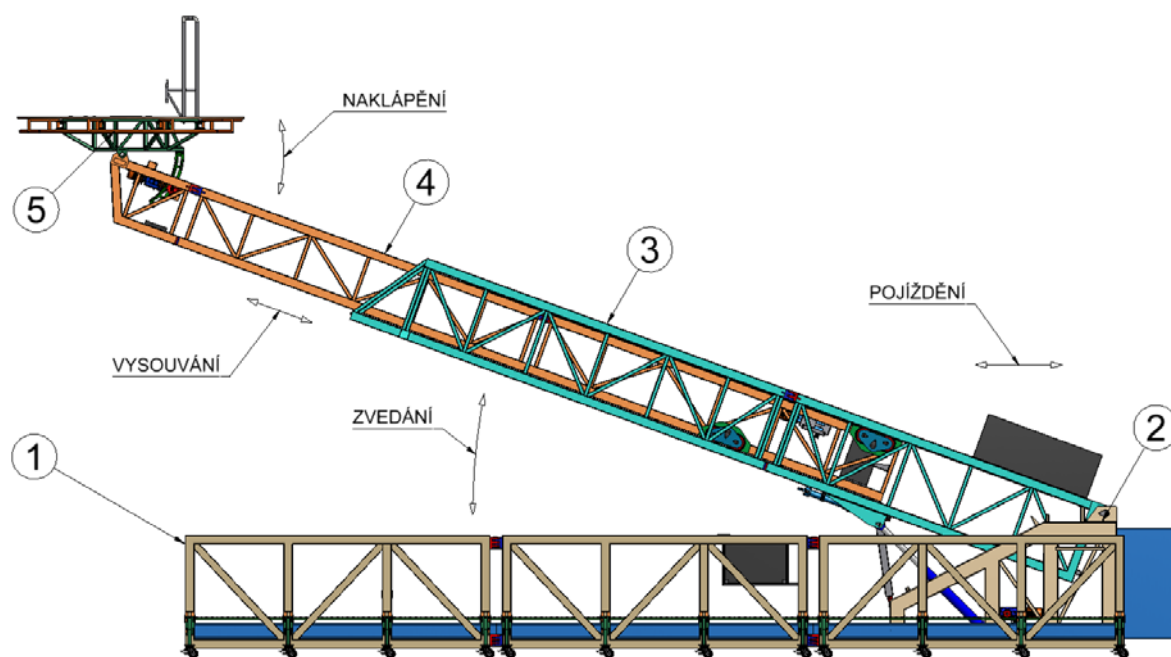
Obr. 2 Posuvná a zvedací plošina v pozici maximálního vytažení



1 ZÁKLADNÍ POPIS ZAŘÍZENÍ

Posuvná a zvedací plošina je rozdělena do pěti základních částí, jejich pozice jsou označeny na obrázku 1.1. Základním stavebním prvkem zařízení i celé scény je kolejiště – 1, které je jako první při stavbě umístěno do správné polohy a ukotveno k zemi vlastní vahou rozloženou mezi stavěcí nohy. K této části je poté umísťováno další vybavení scény. Pro snadné vedení pojezdového vozu – 2 je rám kolejiště vybaven kolejnicemi. Po smontování je do těchto kolejnic vsazen pojezdový vůz – 2, který pro svůj přesun využívá celou délku kolejiště. K tomuto vozu je přimontován hydraulický agregát s válci, které způsobují zvedání ramene – 3. Rameno je rozděleno do dvou částí, přičemž spodní část je transportována a montována společně s vozem. Horní část je pak transportována společně se spodní částí výložníku – 4. Výložník, jak je vidět na obrázku, je pohyblivě uložen v rameni a prostřednictvím vhodného mechanismu je tak řízeno celkové vyložení. Posledním dílem je plošina s bubeníkem – 5, která je otočně spojena s horní částí výložníku, čímž je zajištěno její naklápění. K podlaze plošiny jsou pak přimontovány prvky sloužící k uchycení bicí soupravy a samotného bubeníka.

Na obrázku 1.1 jsou rovněž zaznačeny všechny hlavní pohyby, kterými plošina disponuje. Díly zmíněné v předešlém odstavci jsou spojeny prostřednictvím mechanismů ovládajících jednotlivé pohyby. Celkem je tedy plošina schopna čtyřech základních přesunů.



Obr. 1.1 Základní popis posuvné a zvedací plošiny

Prvním pohybem je zvedání ramene, které dovoluje natočení v rozsahu $0 - 20^\circ$ v časovém intervalu 10 sekund. Při zasunutém výložníku tak dochází k přemístění bubeníka z parkovací polohy ve vertikálním směru o 3,7 metru. Bubeník se tak může nacházet ve výšce 6,2 metru, pokud je výška měřena od podlahy haly.

Společně se zvedáním ramene je nejčastěji používaným pohybem naklápění plošiny s bubeníkem, která musí při zvedání zachovávat rovnoběžnost s podlahou haly. Plošina je ještě schopna dodatečného naklopení nezávisle na zdvihu ramene o 15° směrem k divákům.



Při pojíždění vozu dochází k přesunu již zvednutého ramene směrem k divákům v celkové délce 9 metrů a rychlosti $0,2 \text{ m.s}^{-1}$.

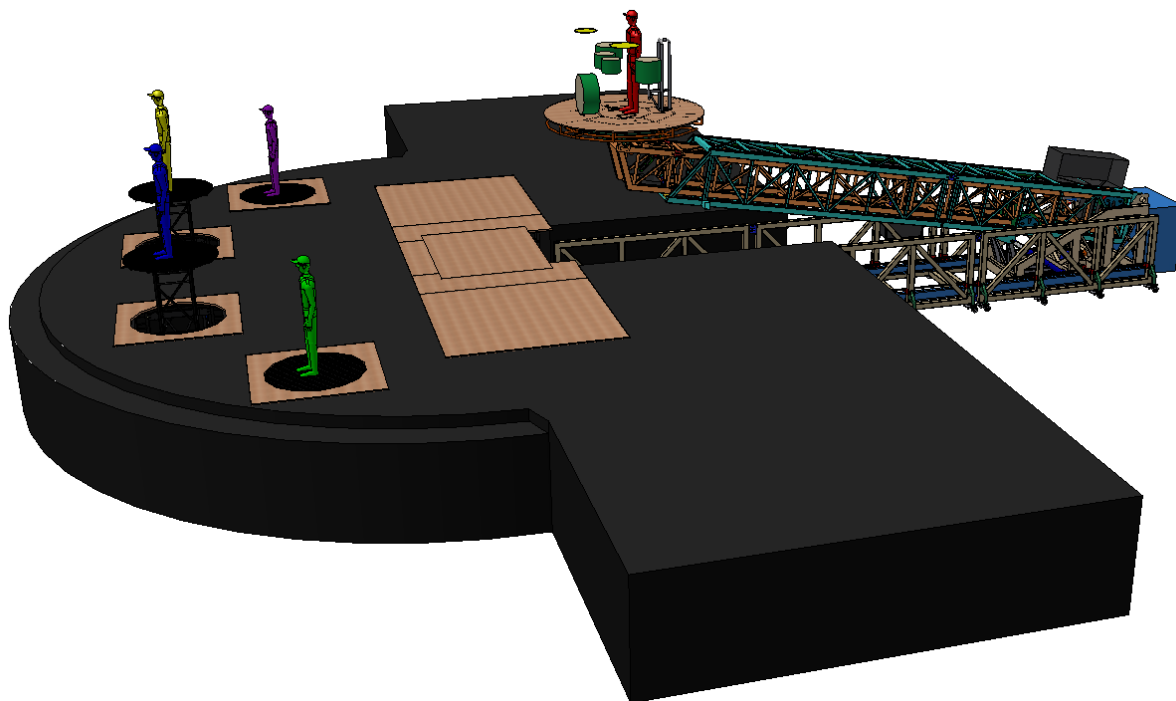
Posledním čtvrtým pohybem je vysouvání výložníku, který se vůči ramenu dokáže přemístit o 7,5 metrů rychlostí $0,2 \text{ m.s}^{-1}$. Při maximálním zdvihu ramene tak dojde k dalšímu převýšení. Plošina s bubínkem se může nacházet až ve výšce 8,8 metrů nad diváky.

Pro snazší orientaci v pozdějších výpočtech bylo zavedeno značení, pomocí kterého jsou identifikovány jednotlivé díly případně pohyby. Pro identifikaci pohybů bylo využito jejich počátečních písmen psaných velkými písmeny. Malými písmeny jsou zase značeny jednotlivé díly. U některých proměnných tak lze na pozici spodního indexu nalez následující označení:

Z – Zvedání	d – dráha kolejiště	p – plošina
N – Naklápění	vz – vůz	
P – Pojíždění	r – rameno	
V – Vysouvání	v – výložník	

Opakované používání má za následek snížení atraktivnosti celé scény, z tohoto důvodu jsou všechny možnosti posuvné a zdvihací plošiny odhalovány postupně a nepřiliš často. Během 2,5 hodiny trvajícího koncertu tak postupně nastanou čtyři režimy, ve kterých jsou různě kombinovány výše zmíněné pohyby.

Během zkoušení a nastavování jednotlivých pozic plošiny byly jednotlivým konfiguracím uděleny speciální pracovní jména. Kvůli snadnějšímu rozpoznávání a zachování autenticity jsou použity i v této diplomové práci.



Obr. 1.2 Plošina v poloze Marshall (Marshall+1)

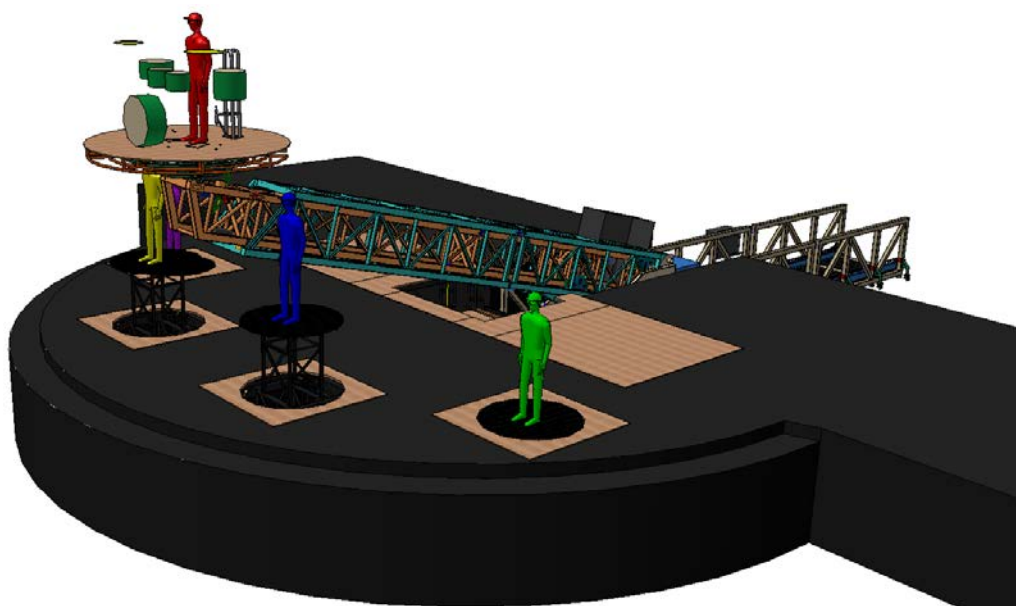
První pozice, ve které se plošina bude nacházet značnou část koncertu je parkovací poloha (viz obrázek 1). Veškeré pohyblivé části se při této konfiguraci dotýkají mechanických



dorazů, tak aby bylo zamezeno nežádoucímu chvění při hře na bicí nástroje. Plošina je po značnou dobu nehybně uložena. Rameno se nachází v horizontální poloze a s podlahou tak svírá nulový úhel, který je stejný i v případě naklopení. Pojížděcí vůz i výložník se nacházejí ve svých zadních polohách. Z důvodu požadavku scénografa je zařízení navrženo tak aby plošina s bubeníkem byla i v parkovací poloze o něco výše než je hlavní podlaha scény.

Poloha, při které je poprvé využito přemístění se nazývá poloha Marshall popř. Mrshall+1. Dochází zde pouze ke zvednutí ramene a souvisejícímu naklopení plošiny s bubeníkem o určitý úhel, který se nachází mezi parkovací polohou a maximálním zdvihem (viz obrázek 1.2). Rozdíl obou poloh je pouze v míře rozevření úhlu zvedání. Zatímco je v poloze Marshall úhel rozevření 5° , v poloze Marshall+1 je toto rozevření už 10° . Dochází k rozdílnému výškovému umístění. V poloze Marshall je bubeník ve výšce 3,3 metrů, v poloze Marshall+1 je to už 4,3 metrů. Obě polohy nastanou během koncertu dva krát, přičemž jeden zdvih trvá v průměru 3 minuty, což je průměrná délka jedné písně.

Při následujícím režimu jsou již kombinovány tři pohyby. Zdvih ramene a naklopení plošiny je nastaveno na 15° , což znamená, že se plošina nachází ve výšce 5,3 metrů od podlahy haly. Třetím pohybem je v tomto případě pojezd vozu, který přemístí již zvednutou plošinu o 8 metrů směrem k obecnstvu. Bubeník se tak nachází zhruba nad okrajem přední scény (někdy též nazývanou jako Forbína), jak je znázorněno na obrázku 1.3. Tato konfigurace plošiny se použije během koncertu pouze jednou.

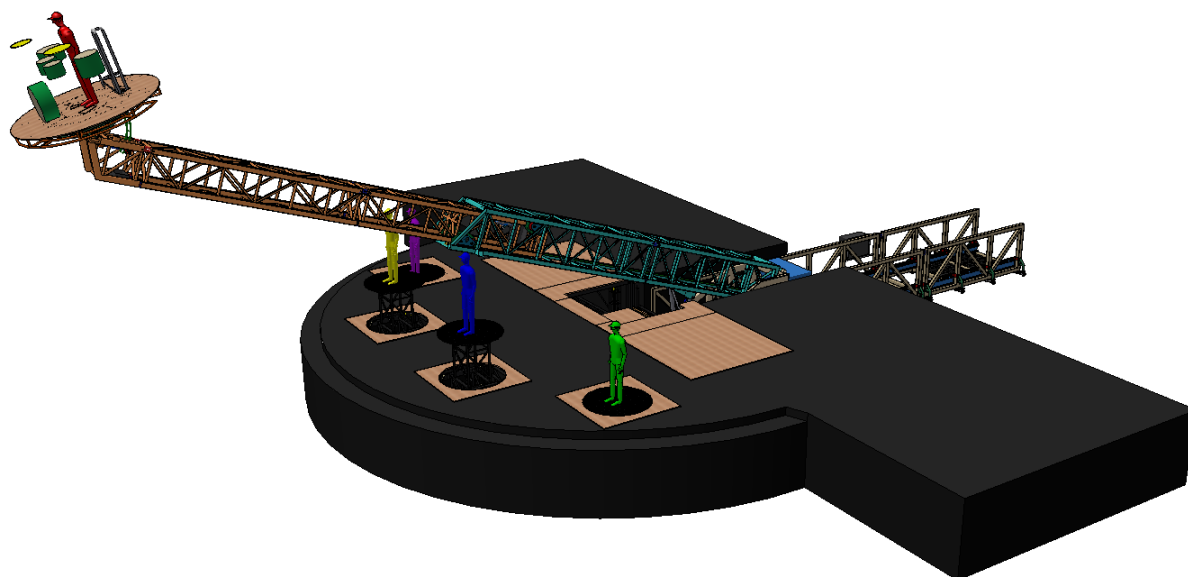


Obr. 1.3 Plošina v poloze Forbína

Vyvrcholení celého koncertu nastává v okamžiku, kdy je v činnost uvedeno vysouvání výložníku společně s již zmíněnými pohyby. V tomto režimu se všechny pohyby dostanou do svých maximálních koncových poloh a jsou tak odhaleny všechny možnosti posuvné a zdvihačské plošiny. Vše začne u zvedání ramene a naklápění plošiny s bubeníkem. Až zvedání a naklápění dosáhne úhlu 10° je spouštěno pojíždění vozu. Těsně před dosažením maximálního zdvihu ramene se začne také vysouvat výložník. Pojíždění a vysouvání tak běží zároveň. V průběhu vysouvání zhruba v druhé polovině je v činnost uvedeno přídavné naklopení, které o dalších 15° naklopí bubeníka směrem na diváky. V tomto režimu je plošina zvednuta do



výšky 8,8 metrů a přesunuta nad první řady obecnstva. V této koncové poloze vytrvá plošina přibližně 5 minut a poté se opět zasune do parkovací polohy, koncert je tak u svého konce.



Obr. 1.4 Plné vytažení

Plošina může samozřejmě pracovat i v jiných konfiguracích pohybů. Musí být však dodržena jistá omezení. Prvním z nich je spouštění pojezdu až když rameno dosáhne zdvihu 10° . Při tomto úhlu nemůže dojít ke kolizi s dalším vybavením scény. Další podmínkou je, že větší část vysouvání musí probíhat při maximálním zdvihu ramene (viz kapitola 3).

Pro přehlednost je zpracována tabulka všech předpokládaných režimů, ve které jsou zapsány parametry jednotlivých pohybů.

Tab. 1 Seznam a parametry jednotlivých režimů

Poloha	Zdvih [°]	Náklon [°]	Pojezd [m]	Výsun [m]	Výška od pódia [°]	Výška od podlahy [°]
Parkovací	-	-	-	-	0,7	2,5
Marshall	5	5	-	-	1,5	3,3
Marshall+1	10	10	-	-	2,5	4,3
Forbína	15	15	8	-	3,5	5,3
Plné vytažení	20	35	9	7,5	6,7	8,5

Vzhledem k velmi nízkému počtu pracovních cyklů nastávající během relativně krátké doby používání a nízkým pracovním rychlostem, lze provoz posuvné a zdvihačské plošiny charakterizovat jako velmi lehký. Tato skutečnost je promítnuta ve všech pevnostních výpočtech, kde se neuvažuje vliv únavového porušení.



2 OCELOVÁ KONSTRUKCE PLOŠINY

Maximální přípustná hodnota zatížení plošiny je dána hodnotou maximálního statického užitečného zatížení, které je uvedeno v zadání této práce. V užitečném zatížení jsou s patřičnou rezervou zahrnuty hmotnosti od posádky a hudebních nástrojů.

$$F_{zp} = g \cdot m_{zp} \quad (1)$$

$$F_{zp} = 9,81 \cdot 350$$

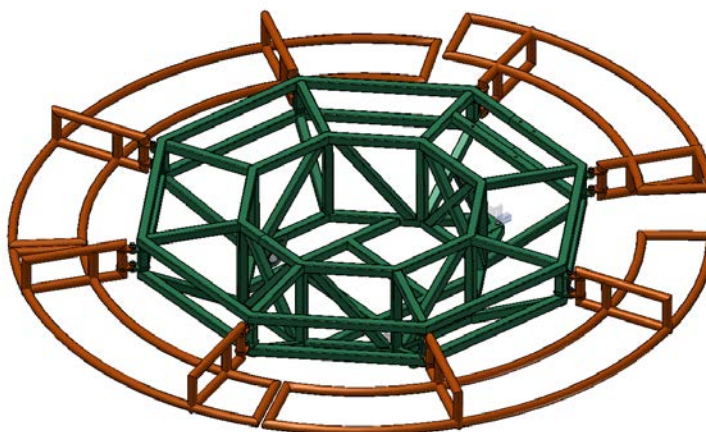
$$F_{zp} = 3434 \text{ N}$$

Kde: g gravitační konstanta $[\text{m} \cdot \text{s}^{-2}]$

m_{zp} maximální statické užitečné zatížení $[\text{kg}]$

Ocelová konstrukce není zatěžována pouze statickým užitečným zatížením, ale především vlastní vahou. Kvůli potřebné tuhosti a nedostatku finanční podpory jsou rámy vyrobeny z oceli, proto je celková hmotnost plošiny tak značná. Většina materiálu potřebná pro jejich výrobu byla dodána zdarma společností Feron jako sponzorský dar. Zdvihací plošina je pro usnadnění výpočtů rozdělena do menších skupin, které jsou nahrazeny jednou tíhovou silou odpovídající celkové hmotnosti všech částí v bloku obsažených. Během vytváření modelu zvedací plošiny byly postupně zjišťovány hmotnosti všech součástí. V této kapitole jsou převedeny na tíhové síly.

Kruhová konstrukce plošiny je složena z pěti segmentů (viz obrázek 2.1). Tvar prostřední (zelené) konstrukce je přizpůsoben proporcím zařízení na výrobu kouře, který je umístěn ve volném prostoru menšího osmihranu. Vysoký profil plošiny také zaručuje, že je bubeník umístěn o 0,7 metrů výš, než je podlaha pódia. Toto umístění je opticky přijatelnější pro obecenstvo, což je záměrem scénografa. K vrcholům většího osmihranu je přimontováno čtvero (oranžových) obručí sloužící mimo jiné k uchycení světelných efektů. Pro velké rozměry plošiny jsou obruče během přepravy odděleny od prostřední konstrukce.



Obr. 2.1 Ocelová konstrukce plošiny



V celkové hmotnosti plošiny je zahrnuta hmotnost nosného rámu, dřevěné podlahy, světelných efektů a zařízení pro výrobu kouře.

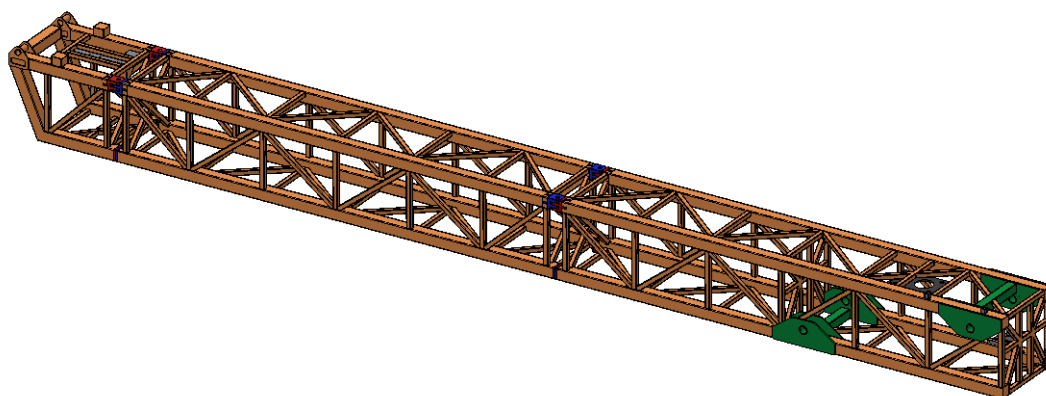
$$F_p = g \cdot m_p \quad (2)$$

$$F_p = 9,81 \cdot 250$$

$$F_p = 2453 \text{ N}$$

Kde: m_p celková hmotnost plošiny [kg]

Ocelová konstrukce výložníku, znázorněná na obrázku 2.2, se skládá ze tří rozpojitelných částí. K spodní části jsou přivařeny oka pro uložení náprav a plech pro instalaci pohonné jednotky vysouvání. Prostřední část výložníku plní pouze nosnou úlohu a nejsou k ní připevněny žádné speciální prvky. V horní části výložníku je umístěn pohon naklápění, který je spojen pomocí plechů přivařených k horním příčkám. Na samém konci této části jsou umístěny oka spojující naklápěcí plošinu s výložníkem.



Obr. 2.2 Ocelová konstrukce výložníku

K hmotnosti výše zmíněných dílů jsou dále přičteny hmotnosti obou pohonů a systému vodících náprav.

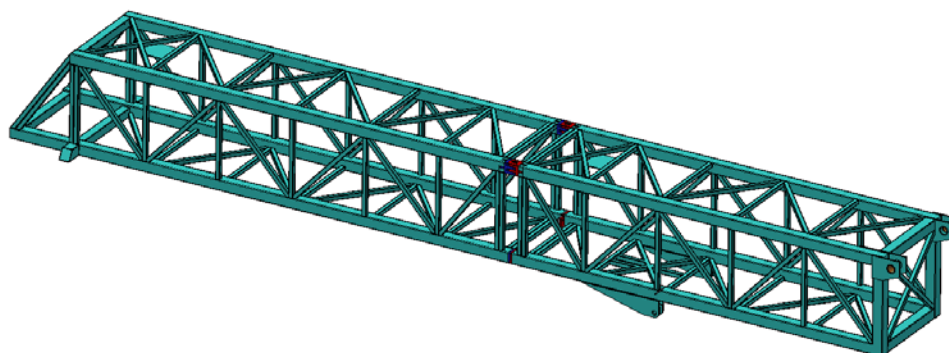
$$F_v = g \cdot m_v \quad (3)$$

$$F_v = 9,81 \cdot 1797$$

$$F_v = 17629 \text{ N}$$

Kde: m_v hmotnost vysouvacího výložníku [kg]

Rameno je složeno ze dvou kusů, které jsou rovněž rozpojitelné (viz obrázek 2.3). Připojovací prvky jsou umístěny ve spodní části. Jedním z nich jsou konzole pro upevnění hydraulických válců. Jejich vhodné umístění mezi dvě příčky zaručuje plynulé přenesení zatížení do celé konstrukce. Na spodním konci ramene se nacházejí oka, která jsou přes čep spojena s pojezdovým vozem.



Obr. 2.3 Ocelová konstrukce ramene

V tomto případě tvoří tíhovou sílu hmotnost ramene, bezpečnostní zarážky a součásti spojené s jejím ovládáním.

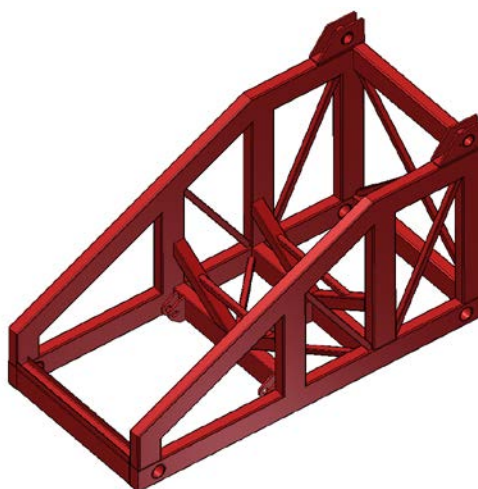
$$F_r = g \cdot m_r \quad (4)$$

$$F_r = 9,81 \cdot 1686$$

$$F_r = 16540 \text{ N}$$

Kde: m_r celková hmotnost ramene [kg]

Hlavní nosný rám vozu je vyroben z duté obdélníkové trubky. K horní části jsou přivařena oka sloužící pro spojení ramene s vozem. Postranní otvory v rozích spodní části vozu slouží pro pohyblivé uložení pojízďecích náprav. Tenké stěny obdélníkové trubky jsou kvůli otlačení zevnitř vyztuženy tlustým plechem. Navíc jsou do otvorů zasazeny trubky, zajišťující co nejlepší kontakt čepů náprav s vozem. Uchycení hydraulických válců je zajištěno pomocí ok přivařených ke spodní části (viz obrázek 2.4). Na přední straně je navařen doraz z U profilu pro mechanickou zarážku. Celý vůz je vyroben z materiálu 11 523, protože je vystaven velkému zatížení.



Obr. 2.4 Rám pojízďecího vozu



Kromě vlastní hmotnosti rámu jsou do tíhové síly pojížděcího vozu zahrnuty také hmotnosti hydraulických válců, agregátu, náprav a součástí patřících do pohonné jednotky pojíždění.

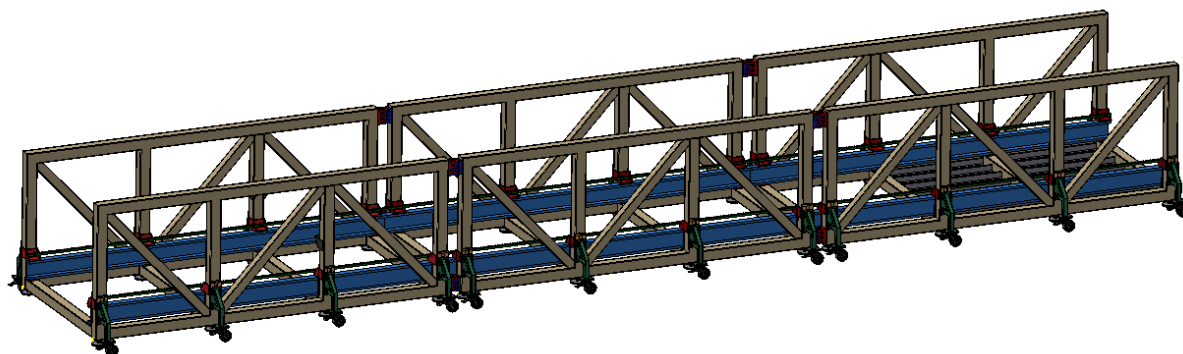
$$F_{vz} = g \cdot m_{vz} \quad (5)$$

$$F_{vz} = 9,81 \cdot 1990$$

$$F_{vz} = 19130 \text{ N}$$

Kde: m_{vz} celková hmotnost pojížděcího vozu [kg]

Kvůli transportu takto dlouhé ocelové konstrukce je celé kolejiště rozděleno do třech segmentů. Kolejnice jsou k rámu přichyceny systémem konzol přivařených ke každé stojně. K těmto konzolám jsou také přichyceny ozubené hřebeny sloužící pro pojíždění vozu.



Obr. 2.5 Ocelová konstrukce kolejiště

Celkovou hmotnost kolejiště tvoří nosný rám, vodící kolejnice, stavěcí nohy, systém podvozků určených pro transport a veškeré spojovací prvky.

$$F_k = g \cdot m_k \quad (6)$$

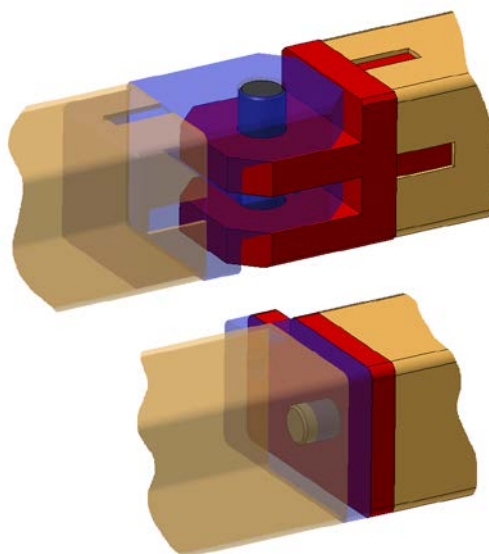
$$F_k = 9,81 \cdot 1686$$

$$F_k = 16540 \text{ N}$$

Kde: m_k hmotnost kolejiště [kg]

Velká hmotnost a rozměry nedovolují transport zvedací a posuvné plošiny přímo na hrací plochu v jednom kuse. Z tohoto důvodu je plošina rozdělena do menších segmentů, které jsou schopny se do stísněných chodeb sportovních hal vejít s použitím vysokozdvížných vozíků.

Spojovacím prvkem jednotlivých dílů je speciální čepový spoj znázorněný na obrázku 2.6. Do horních čtvercových trubek rámu je vložen masivní díl hřebenovitého tvaru, který je s podobným protikusem spojen čepem. K spodním čtvercovým trubkám jsou přivařeny kontaktní desky s vystředovacím trnem anebo dírou.



Obr. 2.6 Rozebíratelné čepové spojení

Pro snadnější přesun a kvůli požadavkům na harmonogram montáže celého podia jsou segmenty kolejiště opatřeny transportními koly. Po usazení kolejiště na správné místo jsou transportní kola zvednuta a celá váha plošiny spočívá na stavěcích nohách, které lépe roznášejí zátěž do podlahy (viz obrázek 2.7).



Obr. 2.7 Transportní kola a stavěcí nohy kolejiště

2.1 MECHANICKÉ VLASTNOSTI POUŽITÝCH KONSTRUKČNÍCH MATERIÁLŮ

V této podkapitole jsou zmíněny veškeré materiály použité při návrhu zvedací plošiny. Speciálně pro oceli jsou vypracované tabulky dovolených napětí, které vychází z mechanických vlastností zveřejněných v příslušných normách.



2.1.1 OCELI

Hlavní mechanickou vlastností důležitou pro posouzení pevnosti součásti je mez kluzu v tahu Re . Její hodnota je uvedena v materiálovém listu příslušné oceli. Z meze kluzu v tahu je stanovena mez kluzu ve smyku, postup výpočtu je uveden v normě zabývající navrhování ocelových konstrukcí [12].

$$Res = \frac{1}{\sqrt{3}} \cdot Re \quad (7)$$

Kde: Re mez kluzu v tahu [MPa]

Dovolený Hertzův kontaktní tlak je stanoven podle výpočtu, jehož postup je uveden v dnes již neplatné normě pro navrhování ocelových konstrukcí [2]. Výpočty v této normě jsou však stále použitelné, proto jsou podle nich navrženy pojezdová kola vysouvací a pojezdové osy.

Postup výpočtu dovoleného Hertzova kontaktního tlaku mezi kulovou plochou a rovinou:

$$\sigma_{Hd} = \frac{Re \cdot 4 \cdot 1,25}{\gamma_m} \quad (8)$$

Kde: γ_m součinitel materiálu [2] [-]

Na základě těchto výpočtů a jmenovitých rozměrů hutních polotovarů jsou vypracovány přehledné tabulky mezních hodnot, které jsou později porovnávány se skutečnými zatíženími.

Ocel 11 375 (S235JR)

Z této oceli jsou převážně vyrobeny ocelové konstrukce a díly nepřenášející velká zatížení, například většina plechů. Velká část této profilové oceli byla věnována jako sponzorský dar společností Ferona. Výsledkem je značné snížení finančních nákladů.

Tab. 2 Mezní hodnoty oceli 11 375

Směrodatný průřez [mm]	Mez kluzu v tahu Re [MPa]	Mez kluzu ve smyku Res [MPa]	Normálové dovolené napětí σ_d [MPa]	Tečné dovolené napětí τ_d [MPa]	Dovolený Hertzův tlak σ_{Hd} [MPa]
Tyč 40 až 100	215	124	108	62	935
Tvarový profil do 16	235	136	118	68	1022
Tlustý plech 3 až 16	235	136	118	68	1022
Tlustý plech 16 až 40	225	130	113	65	978

Ocel 11 523 (S355JO)

Tato ocel je použita pro strojní součásti a konstrukční prvky, kde je vyžadovaná zaručená svařitelnost. Z tohoto materiálu jsou vyrobena také všechna pojízďecí kola, hřídele a ozubená kola. Mimo ocelové konstrukce se jedná o nejvíce používaný materiál.



Tab. 3 Mezní hodnoty oceli 11 523

Směrodatný průřez [mm]	Mez kluzu v tahu R_e [MPa]	Mez kluzu ve smyku R_{es} [MPa]	Normálové dovolené napětí σ_d [MPa]	Tečné dovolené napětí τ_d [MPa]	Dovolený Hertzův tlak σ_{Hd} [MPa]
Tyč 40 až 63	335	193	168	97	1340
Tyč 80 až 100	315	182	158	91	1260
Tyč 100 až 150	295	170	148	85	1283
Tyč 150 až 200	285	165	143	82	1239
Tlustý plech 3 až 16	355	205	178	102	1543
Tlustý plech 16 až 40	345	199	173	100	1500

Ocel 15 142 (42CrMo4+QT)

Všechny nesvařované čepy s požadavkem na vyšší pevnost jsou vyrobeny právě z tohoto materiálu. Typický příkladem použití je čep spojující pojízďecí vůz s ramenem. Tento čep totiž přenáší velké zatížení, které by materiály s nižší pevností nebyly schopny unést. Jeho cena se od předešlých ocelí příliš neliší, protože polotovary byly dodávány ze skladových zásob.

Tab. 4 Mezní hodnoty oceli 15 142

Směrodatný průřez [mm]	Mez kluzu v tahu R_e [MPa]	Mez kluzu ve smyku R_{es} [MPa]	Normálové dovolené napětí σ_d [MPa]	Tečné dovolené napětí τ_d [MPa]
Tyč 16 až 40	750	433	375	217
nad 40 do 100	650	375	325	188

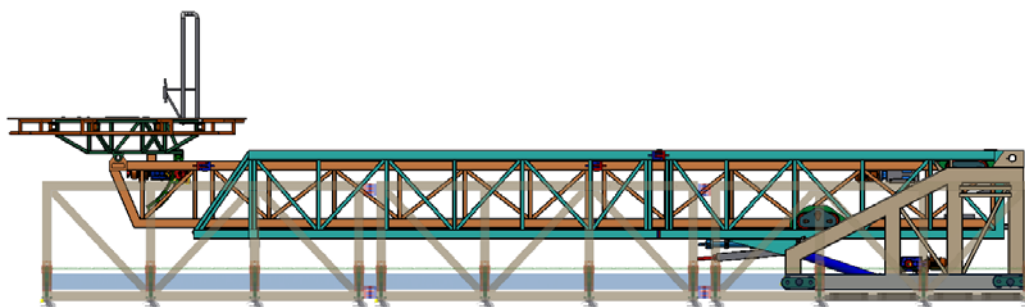
2.1.2 MATERIÁL KLUZNÝCH POUZDER

Pro snížení tření v místech kde je vyžadován rotační pohyb byly zvoleny kluzná ložiska od společnosti SKF. Konkrétně byly zvolena ložiska vyrobená z materiálu PTFE, což je kompozit s teflonovou kluznou vrstvou. Výhodou tohoto materiálu je bez údržbový provoz, vysoká únosnost a výborné kluzné vlastnosti. Výrobce zaručuje součinitel tření v rozmezí od 0,3 až 0,8. Vždy je použita horní hranice, protože vždy se jedná o nemazané nezaběhnuté čepy. Zvolený materiál má také poměrně vysoké dovolené napětí v tlaku, které je 250 MPa.



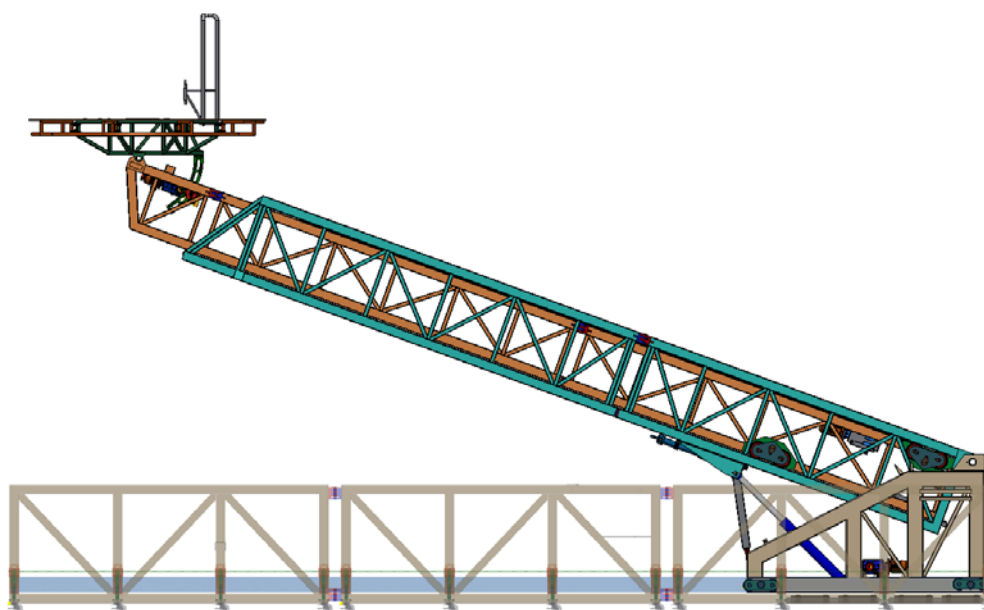
3 ZVEDÁNÍ RAMENE

Zvedáním popřípadě spouštěním se rozumí přemístění ramene natočením o zvolený úhel mezi rovinou rovnoběžnou s podlahou haly a podélnou osou ramene. Rozevírání tohoto úhlu je nazváno jako zvedání ramene, naopak při spouštění se rozevření zmenšuje. Na obrázku 3.1 je znázorněno rameno v parkovací poloze, kdy je úhel zvedání α_z roven nule. Poloha kdy je úhel zvedání maximální $\alpha_z = 20^\circ$ je znázorněna na obrázku 3.2. Při maximálním zdvihu je aktivována mechanická zarážka, která slouží jako jištění pro případ selhání hydrauliky. Tímto je zamezeno pádů ramene mezi diváky v pozici plného vytažení. Při zasunutém výložníku rameno nezasahuje za hranu pódia a případný pád může být, v případě nedostatku místa pro spuštění zarážky, zachycen podlahou pódia.



Obr. 3.1 Parkovací poloha ramene

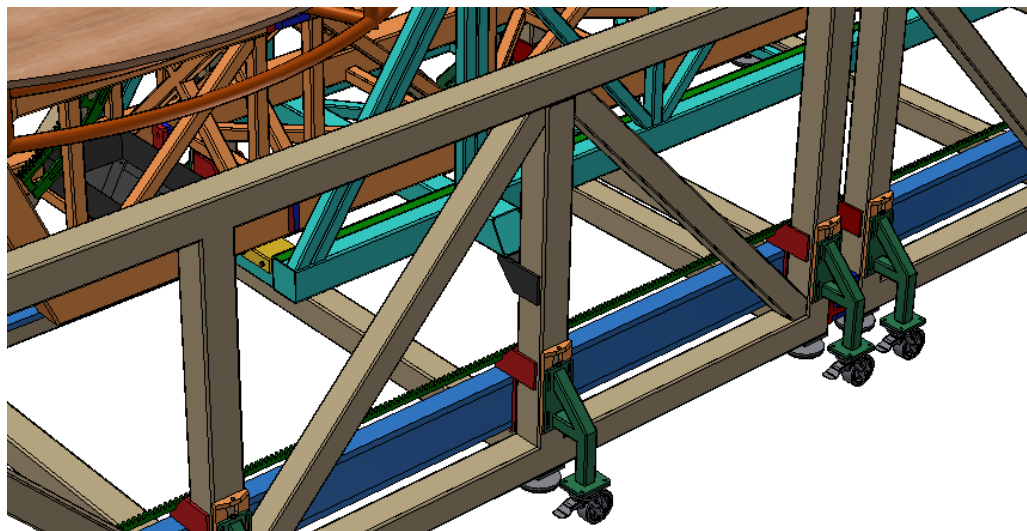
Rameno se může nacházet kdekoli mezi parkovací polohou a maximálním zdvihem, avšak v kombinaci s dalšími pohyby musí být splněny dvě podmínky. První omezení se týká pojíždění vozu během zvedání. Vůz se může začít pohybovat vpřed až v případě, kdy rameno dosáhne úrovně alespoň 10° jinak může dojít ke kolizi zvedací plošiny s dalším vybavením pódia. Před dosažením okraje pódia (kombinace zvedání a vysouvání) musím být mechanické zarážka aktivní. Toto omezení plyne z geometrie bezpečnostní zarážky, lze ji aktivovat až při maximálním zdvihu.



Obr. 3.2 Maximální zdvih ramene



Klidový stav ramene v parkovací poloze je zajištěn pomocí kontaktu mechanických dorazů znázorněných na obrázku 3.3. Během této polohy mechanické dorazy převezmou veškeré zatížení hydraulických válců a díky svému umístění dál od středu otáčení tak ulehčí i čepům spojujícím rameno s pojezďčím vozem. Zhruba na konci ramene jsou po obou stranách navařeny ocelové výstupky, které dosedají na výstupky umístěné na rámu kolejíště. Z důvodu absolutního odlehčení hydraulických válců jsou výstupky na kolejišti navařeny o něco výše. Vhodná výška je zvolena až při montáži a zkoušení posuvné a zvedací plošiny.



Obr. 3.3 Detail mechanických dorazů v parkovací poloze ramene

Samotné zvedání je uskutečňováno pomocí páru vhodně umístěných hydraulických válců. Jedná se o jednočinné válce, které pro zvedání využívají tlaku oleje vyvinutém hydraulickým agregátem. Při spouštění ramene je vzduch vytlačován ven z válce vlastní tíhou ramene a všech rámu k němu připojených. To má pozitivní dopad na namáhání mechanických dorazů (viz výše), kde tak dochází k dosednutí bez síly vyvolané tlakem oleje. Pro zvedání je umístění hydraulických válců zásadní. Záměrem je nalezení takové polohy, kde je orientace sil vyvolaných válci co nejvýhodnější. Úhel mezi osou válce a podélnou osou ramene má být v ideálním případě kolmý. Tohoto však z nedostatku místa nelze dosáhnout. Po důkladné analýze byla vybrána poloha, která v dané situaci nejvíce odpovídá ideálnímu stavu. Agregát dodávající do systému potřebný tlak je navržen a vyroben na zakázku a jeho detailní návrh proto není předmětem této práce.

3.1 VLASTNÍ ZVEDÁNÍ RAMENE

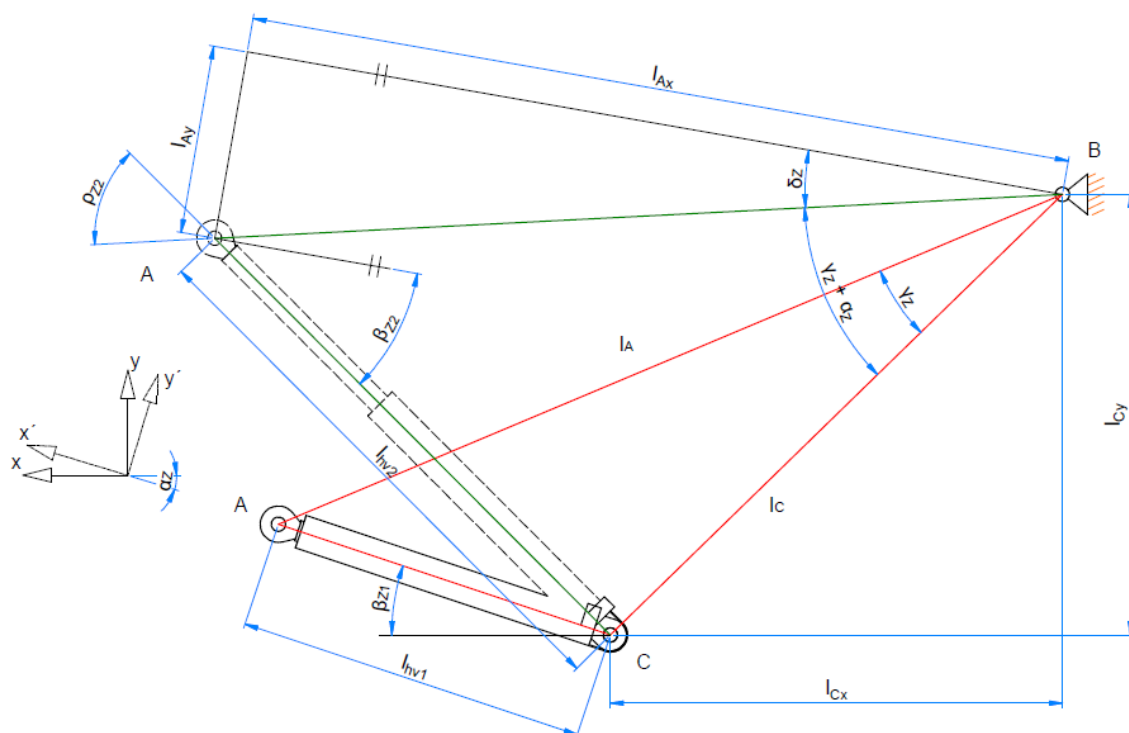
V této části jsou provedeny základní výpočty sloužící při volbě vhodných hydraulických válců. Samotný mechanismus zvedání je popsán na začátku kapitoly.

3.1.1 ANALÝZA POHYBU HYDRAULICKÝCH VÁLCŮ

Před vlastním výpočtem rovnováhy sil na rameni je provedena analýza pohybu hydraulických válců, při níž se vyšetřuje závislost sklonu válců na úhlu zvedání ramene plošiny. Souřadný systém je vztažen k poloze zvedaného ramene (viz obrázek 3.4), které se v průběhu zvedání naklápí o úhel α_z kolem osy otáčení v místě bodu B . Kvůli této skutečnosti je souřadný systém transformován natočením o stejný úhel. Cílem následujícího výpočtu je stanovení



sklonu hydraulických válců vzhledem k podélné ose ramene β_{Z2} , která je zároveň rovnoběžná s osou x souřadného systému v jakékoli poloze.



Obr. 3.4 Geometrie hydraulických válců při zvedání

Na obrázku 3.4 je znázorněna geometrie hydraulického válce ve dvou krajních polohách. Červený trojúhelník popisuje hydraulický válec v poloze, kdy je rameno sklopeno v parkovací poloze. Zelený obrazec zase znázorňuje hydraulický válec při maximálním zdvihu. Jediné známé rozměry, které se v průběhu zvedání nemění, jsou pravoúhlé souřadnice obou připojovacích konců hydraulického válce l_{Ax} , l_{Ay} , l_{Cx} , l_{Cy} pomocí nichž jsou spočítány následující parametry:

- Počáteční úhel hydraulického válce vůči podélné ose ramene β_{Z1}

$$\beta_{Z1} = \arctg \left(\frac{l_{Cy} - l_{Ay}}{l_{Ax} - l_{Cx}} \right) \quad (9)$$

$$\beta_{Z1} = \arctg \left(\frac{1,6 - 1,33}{2,809 - 1,6} \right)$$

$$\beta_{Z1} = 12,6^\circ$$

Kde: l_{Ax} pravoúhlá souřadnice bodu A od bodu B ve směru osy x [m]

l_{Ay} pravoúhlá souřadnice bodu A od bodu B ve směru osy y [m]

l_{Cx} pravoúhlá souřadnice bodu A od bodu B ve směru osy x [m]

l_{Cy} pravoúhlá souřadnice bodu A od bodu B ve směru osy y [m]



- Počáteční délka hydraulického válce l_{hv1}

$$l_{hv1} = \frac{l_{Ax} - l_{Cx}}{\cos(\beta_{z1})} \quad (10)$$

$$l_{hv1} = \frac{2,809 - 1,6}{\cos(12,6)}$$

$$l_{hv1} = 1,24 \text{ m}$$

Kde: β_{z1} počáteční úhel hydraulického válce vůči podélné ose ramene $[\circ]$

- Vzdálenost bodu A od B

$$l_A = \sqrt{l_{Ax}^2 + l_{Ay}^2} \quad (11)$$

$$l_A = \sqrt{2,809^2 + 1,33^2}$$

$$l_A = 3,11 \text{ m}$$

- Vzdálenost bodu C od B

$$l_C = \sqrt{l_{Cx}^2 + l_{Cy}^2} \quad (12)$$

$$l_C = \sqrt{1,6^2 + 1,6^2}$$

$$l_C = 2,26 \text{ m}$$

Tato výsledné hodnoty se dále použijí pro určení potřebného zdvihu válce l_{hv} a při výpočtu úhlu otevření válce v počáteční poloze γ_Z . Pro tento výpočet se využívá znalosti trigonometrie a kosinové věty.

$$\gamma_Z = \arccos\left(\frac{l_A^2 + l_C^2 - l_{hv1}^2}{2 \cdot l_A \cdot l_C}\right) \quad (13)$$

$$\gamma_Z = \arccos \frac{3,11^2 + 2,26^2 - 1,24^2}{2 \cdot 3,11 \cdot 2,26}$$

$$\gamma_Z = 19,6^\circ$$

Kde: l_A Vzdálenost bodu A od B [m]

l_C Vzdálenost bodu C od B [m]

Pro zjištění úhlu otevření v jiné než počáteční poloze je k výsledné hodnotě γ_Z přičtena velikost úhlu zdvihu ramene α_Z , která se pohybuje v rozmezí 0° až 20° . V tomto výpočtu se předpokládá, že nejhorší možný způsob zatěžování nastane, když je rameno zvednuto v úhlu



$\alpha_Z = 20^\circ$ (viz graf 3.1). Délka hydraulického válce při maximálním zdvihu je zjištěna rovněž pomocí kosinové věty.

$$l_{hv2} = \sqrt{l_A^2 + l_C^2 - 2 \cdot l_A \cdot l_C \cdot \cos(\gamma_Z + \alpha_{Z20})} \quad (14)$$

$$l_{hv2} = \sqrt{3,11^2 + 2,26^2 - 2 \cdot 3,11 \cdot 2,26 \cdot \cos(19,6 + 20)}$$

$$l_{hv2} = 1,99 \text{ m}$$

Kde: γ_Z úhel otevření válce v počáteční poloze $[\circ]$

α_Z úhel zdvihu ramene $[\circ]$

Pro získání hledaného sklonu hydraulického válce β_{Z2} chybí už jen dopočítat následující úhly. Jejich umístění je rovněž znázorněno na obrázku 3.4.

- Úhel mezi osou válce l_{hv2} a spojnicí l_A

$$\rho_{Z2} = \arccos\left(\frac{l_{hv2}^2 + l_A^2 - l_C^2}{2 \cdot l_A \cdot l_{hv2}}\right) \quad (15)$$

$$\rho_{Z2} = \arccos\left(\frac{1,99^2 + 3,11^2 - 2,26^2}{2 \cdot 3,11 \cdot 1,99}\right)$$

$$\rho_{Z2} = 46,5^\circ$$

Kde: l_{hv2} délka vysunutého válce při 20° zvednutí ramene $[\text{m}]$

- Úhel mezi spojnicí l_A a pravoúhlou souřadnicí l_{Ax}

$$\delta_Z = \arccos\left(\frac{l_{Ax}}{l_A}\right) \quad (16)$$

$$\delta_Z = \arccos\left(\frac{2,809}{3,108}\right)$$

$$\delta_Z = 25,4^\circ$$

Součtem těchto dvou úhlů je zjištěna hledaná hodnota sklonu hydraulického válce při maximálním zdvihu ramene. Postup celého výpočtu je naznačen na obrázku 3.4.

$$\beta_{A2} = \rho_{Z2} - \delta_Z \quad (17)$$

$$\beta_{A2} = 46,5 - 25,4$$

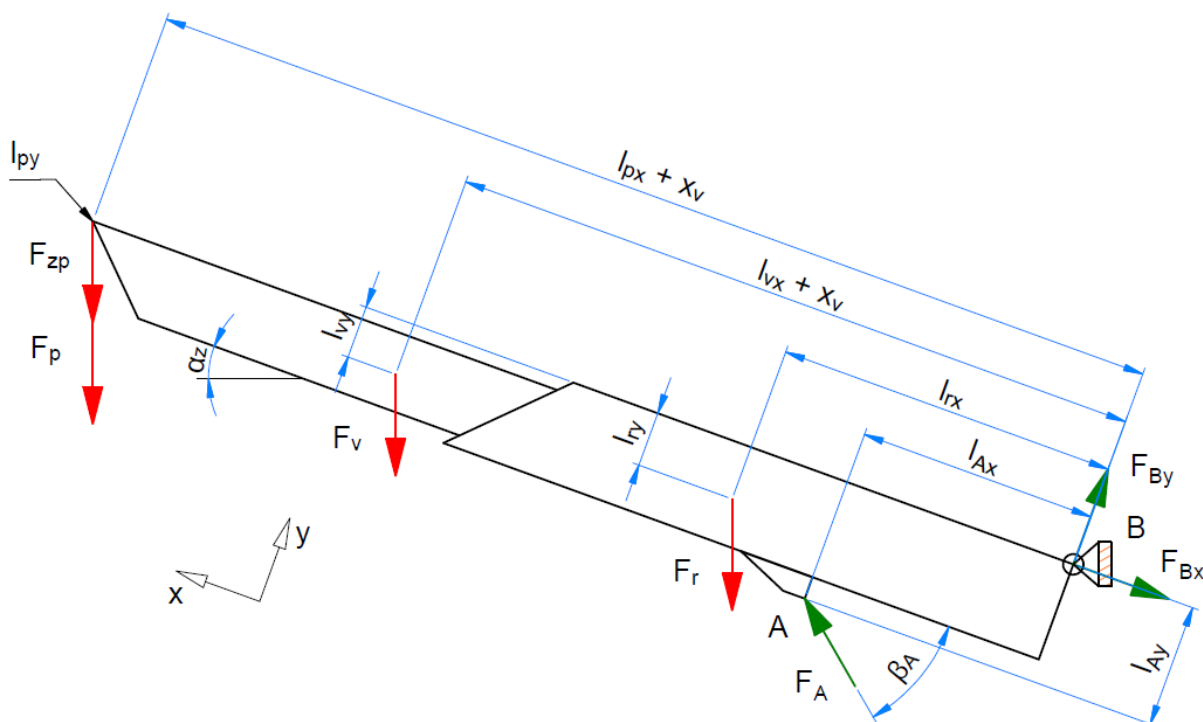
$$\beta_{A2} = 21,1^\circ$$

Tento úhel stejně tak jako předešlé parametry jsou funkcí úhlu zvedání α_Z . Změnou úhlu zvedání tak lze dopočítat polohu hydraulických válců v jakékoli poloze ramene. Zároveň je

tak zajištěna transformace souřadného systému natočením os o správný úhel. V další části kapitoly jsou tyto výsledky použity pro výpočet síly potřebné pro zvedání celé plošiny.

3.1.2 ROZLOŽENÍ SIL NA RAMENI

V předešlé části této kapitoly je zmíněno, jak poloha ramene a poloha hydraulických válců ovlivňuje souřadný systém. Zde se tento poznatek uplatňuje při výpočtu reakčních sil v podporách A a B. V místě bodu A jsou připojeny hydraulické válce, kdežto v místě B se nachází čepy spojující rameno s vozem plošiny. Zjištění těchto sil je stěžejní pro pozdější návrh součástí.



Obr. 3.5 Rozložení sil při zvedání ramene

Předpokládá se, že maximální zatížení hydraulického válce nastane při maximálním vysunutí výložníku $x_{vmax} = 7,5 \text{ m}$ a při úhlu zvedání $\alpha_Z = 20^\circ$ (viz graf 3.1). Na obrázku 3.5 je znázorněno silové rozložení na rameni při obecném úhlu zvedání a délce vysunutí výložníku. Červeně zbarvené šipky popisují tíhové síly od vlastní hmotnosti plošiny F_p , výložníku F_v , ramene F_r a tíhové síly od statického užitečného zatížení F_{zp} . Zelené šipky zase popisují reakční síly v podporách, přičemž v místě bodu A jsou k rámu ramene připojeny hydraulické válce a v místě bodu B se nachází čepy spojující rameno s vozem. Vlivem měnícího se úhlu zvedání α_Z ramene je proměnlivá i poloha hydraulického válce k podélné ose rámu ramene β_A . Tento úhel je totožný s úhlem β_Z zmíněném v předešlém výpočtu a je tudíž závislý na úhlu zvedání α_Z . Veškeré vzdálenosti, včetně polohy těžišť jsou měřeny přímo na troj-rozměrném modelu.

V následujícím výpočtu je zjištěn celkový moment od tíhových sil rámu a nosnosti plošiny M_{iz} . Kvůli přehlednosti je každý dílčí moment psán na samostatný řádek. Momenty od statického užitečného zatížení, hmotnosti plošiny a hmotnosti výložníku jsou ovlivňovány



délkou vysunutí výložníku, což neplatí pro moment od hmotnosti ramene. Délka vysunutí x_V se v tomto případě rovná 7,5 m, toto je zároveň nejhorší možný případ.

$$\begin{aligned}
 M_{tZ} &= F_{zp}[(l_{px} + x_V) \cdot \cos(\alpha_z) - l_{py} \cdot \sin(\alpha_z)] \\
 &+ F_p[(l_{px} + x_V) \cdot \cos(\alpha_z) - l_{py} \cdot \sin(\alpha_z)] \\
 &+ F_v[(l_{vx} + x_V) \cdot \cos(\alpha_z) + l_{vy} \cdot \sin(\alpha_z)] + F_r[(l_{rx}) \cdot \cos(\alpha_z) - l_{ry} \cdot \sin(\alpha_z)]
 \end{aligned} \quad (18)$$

$$\begin{aligned}
 M_{tZ} &= 3434[(11,22 + 7,5) \cdot \cos(20^\circ) - 0,35 \cdot \sin(20^\circ)] \\
 &+ 2453[(11,22 + 7,5) \cdot \cos(20^\circ) - 0,35 \cdot \sin(20^\circ)] \\
 &+ 17629[(4,97 + 7,5) \cdot \cos(20^\circ) + 0,4 \cdot \sin(20^\circ)] \\
 &+ 16540[(4,71) \cdot \cos(20^\circ) - 0,76 \cdot \sin(20^\circ)]
 \end{aligned}$$

$$M_{tZ} = 380748 \text{ Nm}$$

Kde:	F_{zp}	maximální statické užitečné zatížení plošiny	[m]
	F_p	tíhová síla plošiny	[N]
	F_v	tíhová síla výložníku	[N]
	F_r	tíhová síla ramene	[N]
	x_V	délka vysunutí výložníku	[m]
	$l_{px(y)}$	vzdálenost těžiště plošiny od osy otáčení ramene	[m]
	$l_{vx(y)}$	vzdálenost těžiště výložníku od osy otáčení ramene	[m]
	$l_{rx(y)}$	vzdálenost těžiště ramene od osy otáčení ramene	[m]

Tento moment je vstupní hodnotou pro výpočet síly působící v osách hydraulických válců.

$$F_A = \frac{M_{tZ}}{(l_{Ax} \cdot \sin(\beta_{A2}) + l_{Ay} \cdot \cos(\beta_{A2}))} \quad (19)$$

$$F_A = \frac{380748}{(2,809 \cdot \sin(21,1) + 1,33 \cdot \cos(21,1))}$$

$$F_A = 169066 \text{ N}$$

Kde:	M_{tZ}	celkový moment od tíhových sil a nosnosti plošiny	[Nm]
	$l_{Ax(y)}$	vzdálenost působíště síly F_A od osy otáčení ramene	[m]
	β_{A2}	sklon síly F_A vzhledem k podélné ose ramene	[°]

Pro úplnost je zde také uveden výpočet zatížení v oblasti osy otáčení ramene.



x-složka:

$$F_{Bx} = \cos(\beta_{A2}) \cdot F_A - \sin(\alpha_Z) \cdot (F_{zp} + F_p + F_v + F_r) \quad (20)$$

$$F_{Bx} = \cos(21,1) \cdot 169066 - \sin(20) \cdot (3434 + 2453 + 17629 + 16540)$$

$$F_{Bx} = 144031 \text{ N}$$

y-složka:

$$F_{By} = \sin(\beta_{A2}) \cdot F_A - \cos(\alpha_Z) \cdot (F_{zp} + F_p + F_v + F_r) \quad (21)$$

$$F_{By} = \sin(21,1) \cdot 169066 - \cos(20) \cdot (3434 + 2453 + 17629 + 16540)$$

$$F_{By} = 23223 \text{ N}$$

Výsledná síla působící na osu otáčení ramene:

$$F_B = \sqrt{F_{Bx}^2 + F_{By}^2} \quad (22)$$

$$F_B = \sqrt{162616,4^2 + 22810,1^2}$$

$$F_B = 145891 \text{ N}$$

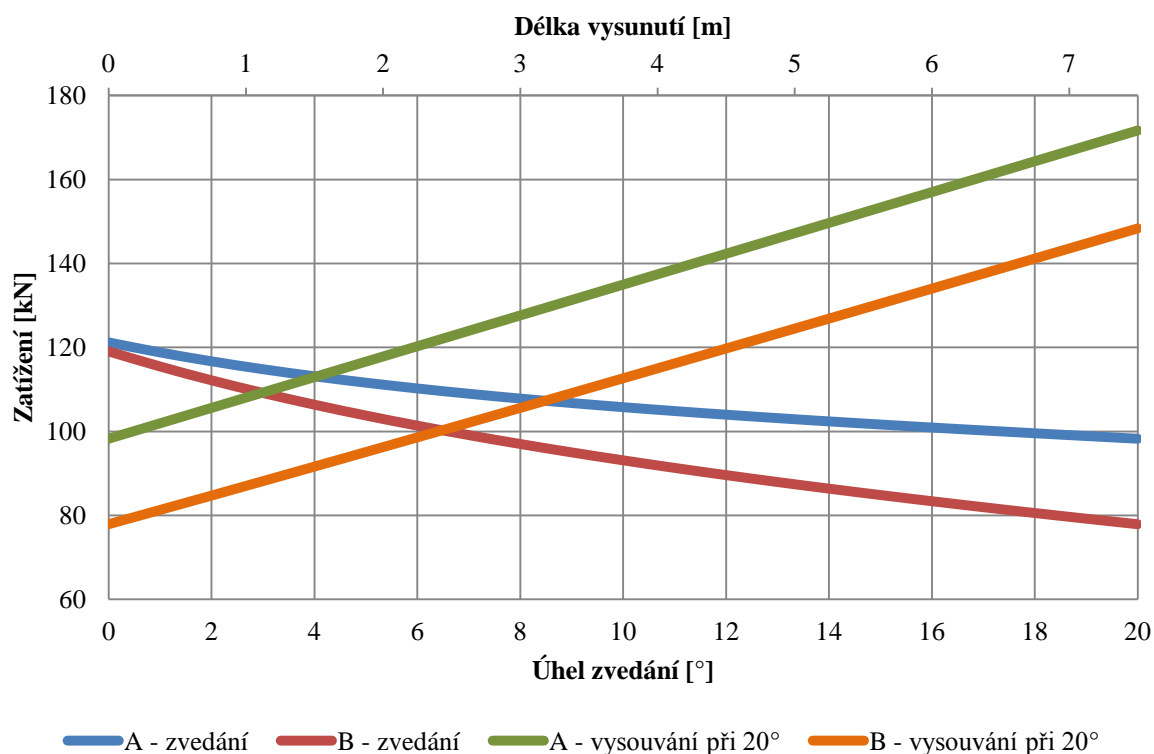
V ose otáčení jsou umístěny čepy, které jsou zatěžovány touto výslednou silou. Čepy, spojující hydraulické válce s rámy vozu a ramene, jsou však zatěžovány více. Vzhledem k tomu, že mají tyto čepy horší parametry, nejsou čepy umístěné v ose natáčení (zvedání) pevnostně kontrolovány.

3.1.3 POSOUZENÍ NEJHORŠÍ MOŽNÉ VARIANTY ZATÍŽENÍ

Na základě předchozích výpočtů byl vykreslen graf 3.1, který znázorňuje průběh zatížení vyšetřovaných míst v závislosti na zdvihu ramene α_Z a vysunutí výložníku.

Z první části grafu (modrá a červená křivka) je patrné, že zatížení v bodech A a B má klesající charakter s rostoucím úhlem zvedání. Jinými slovy, čím níže je rameno položeno tím větší zatížení bude působit v obou bodech. To by znamenalo, že nejhorší možná varianta zatěžování nastává těsně po opuštění parkovací polohy.

Stoupající část grafu (zelená a oranžová křivka) znázorňuje závislost zatížení na poloze vysunutého výložníku při úhlu zvedání $\alpha_Z = 20^\circ$. Pokud bude rameno vysunuto do maximální krajní polohy, hydraulické válce a čepy umístěné v ose otáčení budou zatěžovány maximální silou. Proto jsou předchozí i pozdější výpočty orientovány na stav, kdy je rameno v maximálním zdvihu a výložník maximálně vysunut.



Graf 3.1 Průběhy zatížení v bodech A a B během zvedání a vysouvání

3.1.4 KONTROLA HYDRAULICKÝCH VÁLCŮ

Protože hydraulické válce použité v tomto zařízení jsou propůjčeny z již používaných agregátů, je nutné zkontrolovat jejich vhodnost. Zmíněné hydraulické válce mají následující parametry:

- Vnitřní průměr válce $D_{hv} = 125 \text{ mm}$
- Maximální povolený pracovní tlak $p_{hvd} = 250 \text{ bar}$
- Maximální zdvih $l_{hvmax} = 750 \text{ mm}$
- Průměr připojovacích ok $d_A = 50 \text{ mm}$

Kontrola pracovního tlaku v jednom hydraulickém válci p_{hv} :

$$p_{hv} = \frac{F_A}{2 \cdot S_{hv}} = \frac{4 \cdot F_A}{2 \cdot \pi \cdot D_{hv}^2} \quad (23)$$

$$p_{hv} = \frac{4 \cdot 169066}{2 \cdot \pi \cdot 0,125^2}$$

$$p_{hv} \approx 7000000 \text{ Pa} = 70 \text{ bar} < p_{hvd} = 250 \text{ bar}$$

Kde: D_{hv} vnitřní průměr válce [m]

p_{hvd} dovolený pracovní tlak ve válci [bar]



Výsledný pracovní tlak je nedosahuje ani třetinového dovoleného tlaku, což znamená, že jsou dané hydraulické válce vyhovující po stránce únosnosti.

Dalším důležitým parametrem je zdvih, který lze vypočítat jako rozdíl koncového a počátečního zdvihu z podkapitoly o analýze pohybu hydraulických válců.

$$l_{hv} = l_{hv2} - l_{hv1} \quad (24)$$

$$l_{hv} = 1,99 - 1,24$$

$$l_{hv} = 0,75 \text{ m} = l_{hvmax}$$

Kde: l_{hv2} zdvih válce ve 20° úhlu zvedání ramene [m]

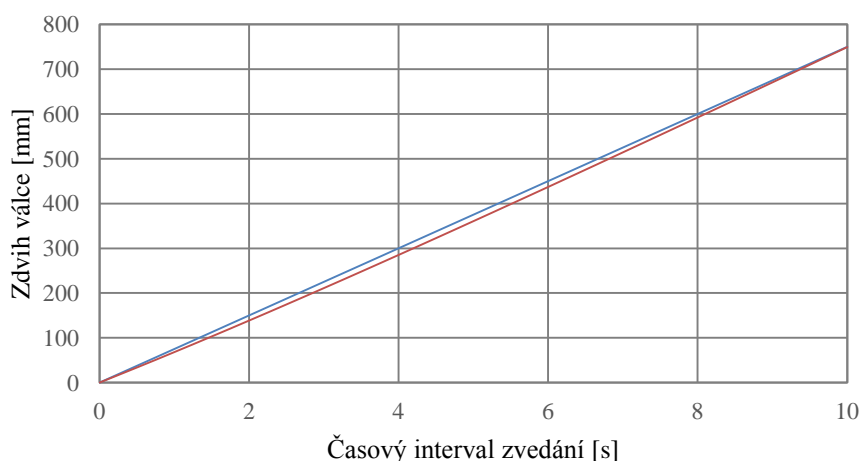
l_{hv1} počáteční zdvih válce (0°) [m]

I po rozměrové stránce jsou válce vyhovující pro danou aplikaci, protože se potřebný zdvih stejný jako přípustný zdvih válce.

3.1.5 POROVNÁNÍ RYCHLOSTÍ VYSOUVÁNÍ VÁLCŮ

Při konstantní úhlové rychlosti zvedání ramene lze očekávat, že rychlost vysouvání hydraulického válce bude nelineární. V grafu 3.2 jsou znázorněny závislosti okamžitých zdvihů válce na čase zvedání t_z . Záměrem je porovnat chování hydraulického válce při konstantní rychlosti vysouvání válce s chováním při konstantní rychlosti zvedání ramene.

Modrá křivka znázorňuje průběh konstantního zdvihu válce l_{hv} v časovém intervalu $t_z = 10s$, během kterého dochází k dosažení maximálního zdvihu ramene α_z . Průběh zdvihu válce upraveného pomocí kosinové věty (viz rovnice 24) a popisující tak nelineární průběh vysouvání zase znázorňuje červená křivka.



Graf 3.2 Rychlosti vysouvání hydraulických válců



Blízkost obou křivek poukazuje na to, že průběh rychlosti vysouvání válce při konstantní rychlosti zvedání ramene není zas tak nelineární. Kvůli snazšímu řízení je proto zvolena varianta, kdy zvedání ramene probíhá za konstantní rychlosti vysouvání hydraulických válců. Tato úvaha však nepočítá se zavedením náběhové a doběhové rampy, které jsou řízeny proporcionálním ventilem. Konečné parametry zvedání jsou seřizeny během uvádění do provozu a zkoušení zařízení.

3.1.6 PEVNOSTNÍ VÝPOČET ČEPŮ

Z výše uvedeného grafu 3.1 průběhů zatížení lze vyvodit, že nejvíce jsou zatěžovány čepy spojující hydraulický válec s rámem ramene a pojížděcím vozem. Tyto čepy mají také menší průměr než čepy v ose natáčení ramene. Čepy jsou dále vyrobeny ze stejného materiálu 42CrMo4+QT (15 142) a zatěžovány stejným druhem namáhání. Z těchto důvodů je zde pouze proveden pevnostní výpočet čepu spojující hydraulický válec s vozem.

Pro samotný výpočet je nutné uvést jisté parametry:

- Průměr čepu válce $d_A = 50 \text{ mm}$
- Šířka bočnic konzolí $b_A = 15 \text{ mm}$

Střih čepu

$$\tau_A = \frac{F_A}{2 \cdot S_A} = \frac{2 \cdot F_A}{\pi \cdot d_A^2} \quad (25)$$

$$\tau_A = \frac{2 \cdot 169066}{\pi \cdot 50^2}$$

$$\tau_A = 43 \text{ MPa} < \tau_{d(15\ 142)} = 188 \text{ MPa} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

Kde: d_A průměr čepu válce [mm]

$\tau_{D(15\ 142)}$ dovolené napětí pro jmenovitý rozměr 40 až 60 mm [MPa]

Otlačení bočnice

$$p_A = \frac{F_A}{4 \cdot d_A \cdot b_A} \quad (26)$$

$$p_A = \frac{169066}{4 \cdot 50 \cdot 15}$$

$$p_A = 56 \text{ MPa} < \sigma_{d(11\ 375)} = 118 \text{ MPa} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

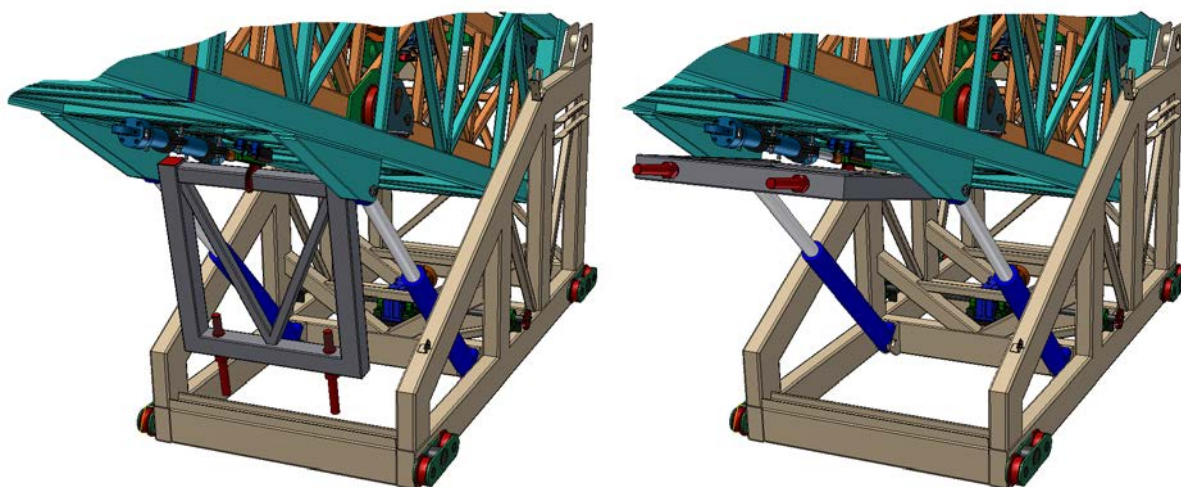
Kde: b_A šířka bočnice [mm]

$\sigma_{d(11\ 375)}$ dovolené napětí pro jmenovitý rozměr 3 až 15 mm [MPa]

Výsledky těchto výpočtu ukazují, že čep je navržen s dostatečnou rezervou.

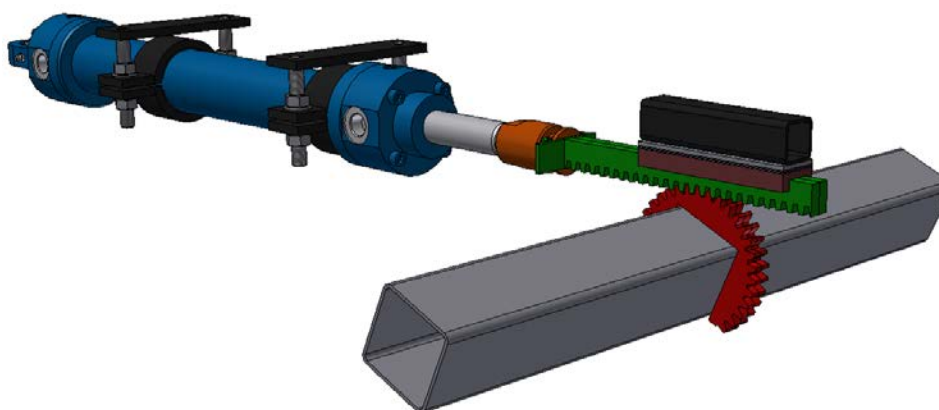
3.2 BEZPEČNOSTNÍ ZARÁŽKA

Jak je popsáno na začátku této kapitoly, pro případ selhání hydrauliky je zařízení opatřeno mechanickou zarážkou, která je z důvodu nedostatku místa pohyblivá. Na obrázku 3.6 je znázorněn princip fungování bezpečnostní zarážky. Základem je ocelový rám, který se v případě havárie zaklíní mezi rameno a přední část pojezdčího vozu. Vlivem tohoto zaklínění nedojde k samovolnému pádu plošiny v pozici plného vytažení mezi diváky a ani samotný bubeník neutrpí újmu vzniklou při pádu z velké výšky. Rám je přes prodloužené čepy hydraulických válců otočně spojen s ramenem. Mezi samotné čepy a rám zarážky jsou vložena kluzná pouzdra, která snižují pasivní odpory. Ve spodní části rámu jsou umístěny stavitelné nohy, sloužící k dodatečnému seřízení požadované výšky. Pro tyto stavitelné nohy je pak v přední části pojezdčího vozu připraven zámek, který zabezpečuje správné dosednutí.



Obr. 3.6 Koncové polohy bezpečnostní zarážky

Zvedání (spouštění) zarážky je zprostředkováno pomocí ozubeného mechanismu znázorněného na obrázku 3.7. Na rám zarážky je navařena část ozubeného kola, která společně s ozubeným hřebenem tvoří pohyblivou spolu zabírající dvojici. Zatímco je ozubené kolo laserem vypáleno z plechu, hřeben je zakoupen od dodavatele zabývajícím se prodejem posuvných bran [1], kde jsou často lineární ozubené převody používány. Hřeben je veden v kluzném plastovém vedení zamezujícím vychýlení z požadované polohy.

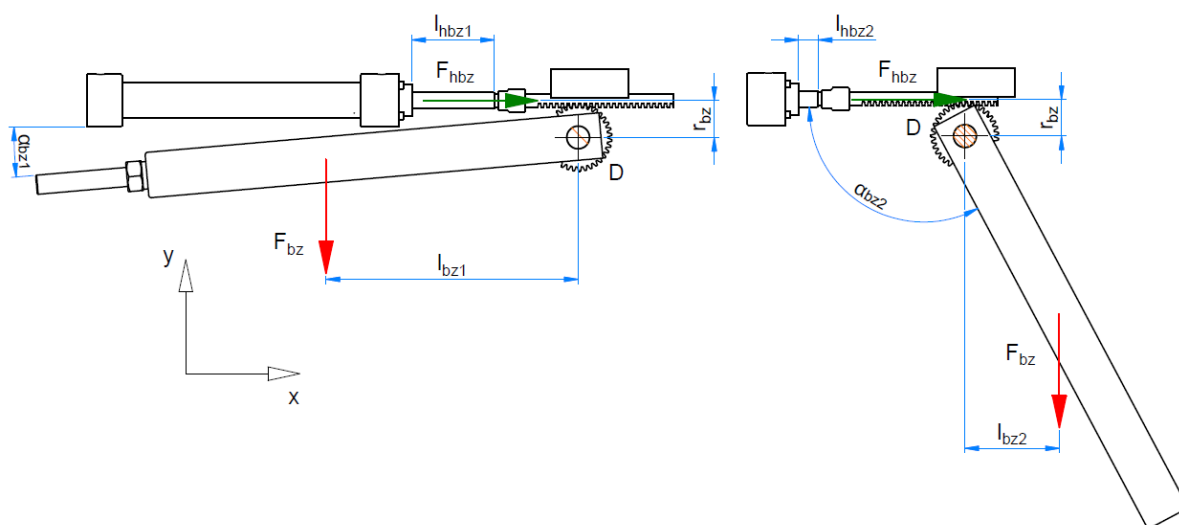


Obr. 3.7 Detail pohonu bezpečnostní zarážky

Hřeben je dále spojen s pístnicí hydraulického válce pomocí speciálního spojovacího členu, který mezi pohonem a mechanismem zachovává přiměřenou vůli. Jako pohon je tedy opět využito hydraulického válce dodávající do systému potřebnou sílu. K rameni je přichycen párem speciálních objímek zaručující pevné sevření.

3.2.1 ROZLOŽENÍ SIL NA RÁMU ZARÁŽKY

Schéma mechanismu pohonu zářky je znázorněno na obrázku 3.8. Mechanickou zářku tvoří ocelový rám vykonávající rotační pohyb kolem osy shodné s osou čepů spojující hydraulické válce pro zvedání ramene s rámem ramene. Transformaci lineárního pohybu válce na rotační pohyb zářky zajišťuje mechanismus ozubeného pastorku a hřebenu.



Obr. 3.8 Silové rozložení bezpečnostní zářky

Výslednou sílu působící na zuby pastorku a pístnici válce lze vypočítat ze silové rovnováhy. Při nehavarijním stavu se předpokládá, že k maximálnímu zatížení ozubení dojde, když je zářka v parkovací poloze (viz obrázek 3.8 nalevo). Protože zde je rameno l_{bz} nejdelší.

$$F_{tbz} = \frac{2 \cdot F_{bz} \cdot l_{bz}}{D_{bz}} \quad (27)$$

$$F_{tbz} = \frac{2 \cdot 542 \cdot 0,564}{0,148}$$

$$F_{tbz} = 4131 \text{ N}$$

Kde: F_{bz} tíhová síla rámu bezpečnostní zářky [N]

D_{bz} roztečná kružnice pastorku [m]

l_{bz} vzdálenost těžiště od osy otáčení (D) [m]

Výsledná reakční síla je zároveň tečnou silou ozubeného převodu. Pro stanovení maximálního zatížení zubů je nutné určit také sílu radiální F_{rbz} .



$$F_{rbz} = F_{tbz} \cdot \tan \alpha_{ez} \quad (28)$$

$$F_{rbz} = 4127 \cdot \tan 20^\circ$$

$$F_{rbz} = 1504 \text{ N}$$

Kde: F_{tbz} tečná síla ozubeného převodu [N]

α_{ez} úhel záběru evolventního ozubení [m]

V podpoře v místě bodu D je pak reakční síla následující:

$$F_D = F_{tbz} - F_{bz} \quad (29)$$

$$F_D = 4131 - 542$$

$$F_D = 3588 \text{ N}$$

Při spouštění bezpečnostní zarážky jsou veškeré pasivní odpory překonávány vlastní tíhou rámu. V případě zvedání je situace opačná. Proto jsou k reakci od zvedání rámu F_{tbz} přičteny také vlivy pasivních odporů. Mezi odpory se řadí tření vzniklé při pohybu hřebenu v kluzném vedení a tření mezi čepu a kluznými pouzdry.

$$F_{hbz} = \frac{F_{tbz} \cdot R_{bz} + F_{rbz} \cdot l_{rbz} \cdot f_{kv} + F_D \cdot r_D \cdot f_{kp}}{R_{bz}} \quad (30)$$

$$F_{hbz} = \frac{4131 \cdot 0,074 + 1504 \cdot 0,092 \cdot 0,15 + 3588 \cdot 0,05 \cdot 0,08}{0,074}$$

$$F_{hbz} = 4605 \text{ N}$$

Kde: R_{bz} poloměr roztečné kružnice pastorku [m]

r_D poloměr čepu zarážky [m]

l_{rbz} rameno třecí síly ke středu otáčení [m]

f_{kv} součinitel tření kluzného plastu [-]

f_{kp} součinitel tření kluzného pouzdra [-]

3.2.2 KONTROLA HYDRAULICKÉHO VÁLCE

Lineární pohyb hřebu je poháněn hydraulickým válcem, který je propůjčen z již existujícího zařízení. Z tohoto důvodu je nutné použít válec zkontrolovat.

Parametry hydraulického válce bezpečnostní zarážky:

- Vnitřní průměr válce $D_{hbz} = 63 \text{ mm}$



- Maximální povolený pracovní tlak $p_{hbzd} = 250 \text{ bar}$
- Maximální zdvih $l_{hbzmax} = 300 \text{ mm}$

Kontrola pracovního tlaku v hydraulickém válci p_{hbz} :

$$p_{hbz} = \frac{F_{hbz}}{S_{hv}} = \frac{4 \cdot F_{hbz}}{\pi \cdot D_{hbz}^2} \quad (31)$$

$$p_{hbz} = \frac{4 \cdot 4605}{\pi \cdot 63^2}$$

$$p_{hbz} \approx 1,5 \text{ MPa} = 15 \text{ bar} < p_{hbzd} = 250 \text{ bar} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

Kde: D_{hbz} vnitřní průměr válce [mm]

p_{hbzd} dovolený pracovní tlak ve válci [bar]

Výsledný pracovní tlak je oproti dovolenému tlaku několikanásobně menší, což znamená, že je hydraulický válec po stránce únosnosti vyhovující.

Potřebný zdvih válce je v tomto případě dán rozdílem úhlů rozevření bezpečnostní zarážky α_{bz} v koncových polohách a průměrem roztečné kružnice pastorku D_{bz} . Pomocí zmíněných hodnot se zjišťuje délka oblouku kruhové výseče mezi koncovými polohami, která odpovídá lineárnímu zdvihu hydraulického válce.

$$l_{hbz} = \frac{\pi \cdot D_{bz} \cdot (\alpha_{bz2} - \alpha_{bz1})}{360} \quad (32)$$

$$l_{hbz} = \frac{\pi \cdot 148 \cdot (118 - 5)}{360}$$

$$l_{hbz} = 146 \text{ mm} < l_{hvm\max} = 300 \text{ mm} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

Kde: $\alpha_{bz1,2}$ úhel rozevření zarážky k horizontální ose ramene [°]

Potřebný zdvih válce je asi o polovinu kratší, než je zdvih, kterým disponuje použitý válec. To znamená, že je bezpečnostní zarážka schopna zajistit požadované rozevření.

Pohyb bezpečnostní zarážky je aktivován až po zvednutí ramene do plné výše a je tak ovládán samostatně. Čas pro přesun zarážky z jedné do druhé koncové polohy je stanoven na $t_{bz} = 5 \text{ s}$. Rychlost vysouvání válce se tak stanoví s následující rovnicí:

$$v_{hbz} = \frac{l_{hbz}}{t_{bz}} \quad (33)$$

$$v_{hbz} = \frac{0,1459}{5}$$

$$v_{hbz} = 0,03 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

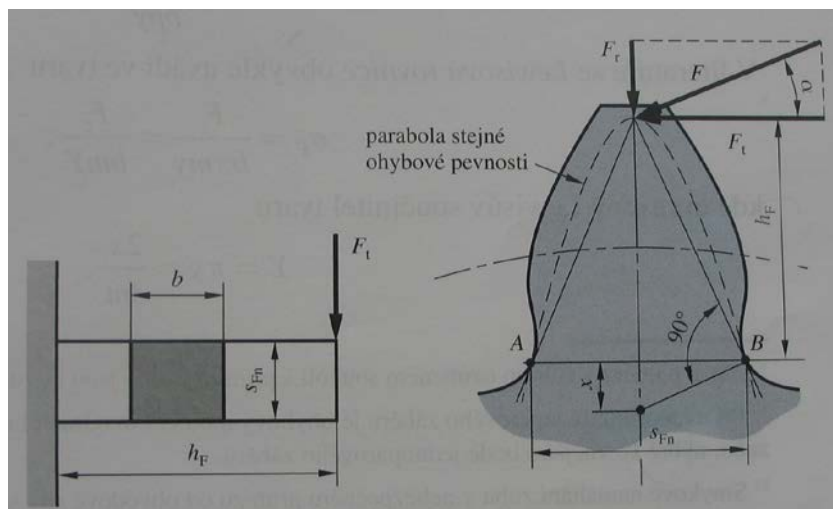
Kde: l_{hbz} zdvih hydraulického válce bezpečnostní zarážky [m]

t_{bz} doba otevírání zarážky [s]

Rychlost vysouvání je spočítána jen orientačně, protože rozběhová i doběhová rampa je nastavena až při ožiování zařízení. Kromě těchto ramp však zůstává rychlost vysouvání a tím i plnění válce rovnoměrná.

3.2.3 ÚNOSNOST ZUBŮ MECHANIZMU

Jak bylo stanoveno dříve, do výpočtů navrhovaného zařízení není zahrnován vliv únavového namáhání. Toto platí i pro ozubené převody. I přesto je příhodné únosnost alespoň hrubě odhadnout. K tomuto odhadu dobře poslouží výpočet únosnosti zubů v ohybu dle Lewise [10], kde jsou zohledněny také vnitřní dynamické síly stejným součinitelem K_v . Součinitele A a B , obsažené v rovnici níže, zohledňují vliv geometrických nepřesností. Ozubený pastorek je laserem vypálen z plechu a poté jím dále neobráběn. Z důvodu nedostatku přesných informací o této technologii je stupeň přesnosti dle ISO stanoven na hodnotu $IT12$, což je nejnižší možná přesnost.



Obr. 3.9 Teorie výpočtu ozubení podle Lewise [10]

$$K_{v bz} = \left(\frac{A + \sqrt{200 \cdot v_{bz}}}{A} \right)^B \quad (34)$$

$$K_{v bz} = \left(\frac{50 + \sqrt{200 \cdot 0,03}}{50} \right)^1$$

$$K_{v bz} = 1,05$$

Kde: v_{bz} obvodová rychlost pastorku [m]

A, B součinitele přesnosti ozubení dle Lewise [11] [m]

Lewisova rovnice vychází z předpokladu, že zub je vetknutý nosník ve tvaru paraboly zatížený osamělou statickou silou (viz obrázek 3.9). Tvar nosníku (paraboly) je nahrazen tzv.



Lewisovým součinitelem tvaru Y pro úhel záběru ozubení $\alpha_{ez} = 20^\circ$ a příslušný počet zubů [10].

$$\sigma_{Fbz} = \frac{F_{hbz} \cdot K_{v bz}}{m_D \cdot b_D \cdot Y_D} \quad (35)$$

$$\sigma_{Fbz} = \frac{4601 \cdot 1,05}{4 \cdot 20 \cdot 0,384}$$

$$\sigma_{Fbz} = 157 \text{ MPa} < \sigma_{Dt(11\ 523)} = 173 \text{ MPa} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

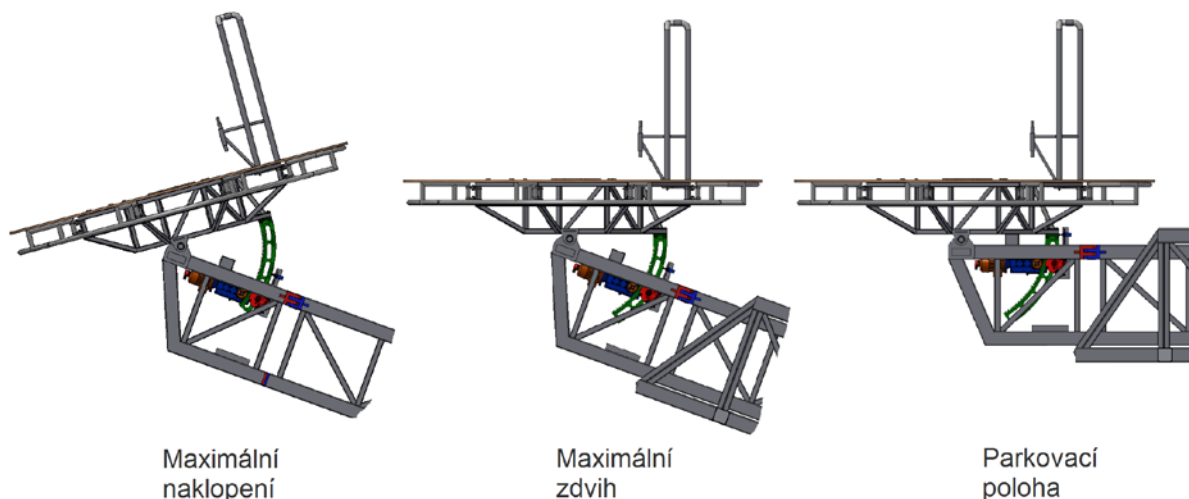
Kde:	F_{hbz}	síla odporu zvedání	[N]
	$K_{v bz}$	součinitel dynamických sil	[-]
	m_D	modul ozubení	[mm]
	b_D	šířka ozubeného kola	[mm]
	Y_D	Lewisův součinitel tvaru zubu pro 37 zubů	[-]
	$\sigma_{Dt(11\ 523)}$	dovolené napětí pro jmenovitý rozměr 16-40 mm	[MPa]

I přes jistou nepřesnost metody výpočtu lze tvrdit, že navržený ozubený mechanismus je z hlediska únosnosti vyhovující a lze ho v daném zařízení použít.

V této kapitole byly spočítány všechny parametry důležité pro návrh zvedání ramene a s tím související pohyb mechanické zarážky. V obou částech byla provedena analýza pohybu včetně silové rovnováhy. Na základě těchto analýz byly postaveny pevnostní a kontrolní výpočty, která ve všech případech dopadly kladně.

4 NAKLÁPĚNÍ PLOŠINY S BUBENÍKEM

Naklápění plošiny má dvě hlavní funkce. První z nich je vyrovnávání rovnoběžnosti podlahy plošiny s podlahou haly při zvedání ramene v rozsahu 0 až 20°. V druhém případě se jedná o přidavné naklopení o dalších 15° směrem k divákům. Celkově je tedy plošina schopna naklopení v rozsahu 0 až 35°. Na obrázku 4.1 jsou postupně znázorněny krajní polohy, ve kterých se plošina s bubeníkem během provozu vyskytuje.



Obr. 4.1 Náklon plošiny ve třech polohách

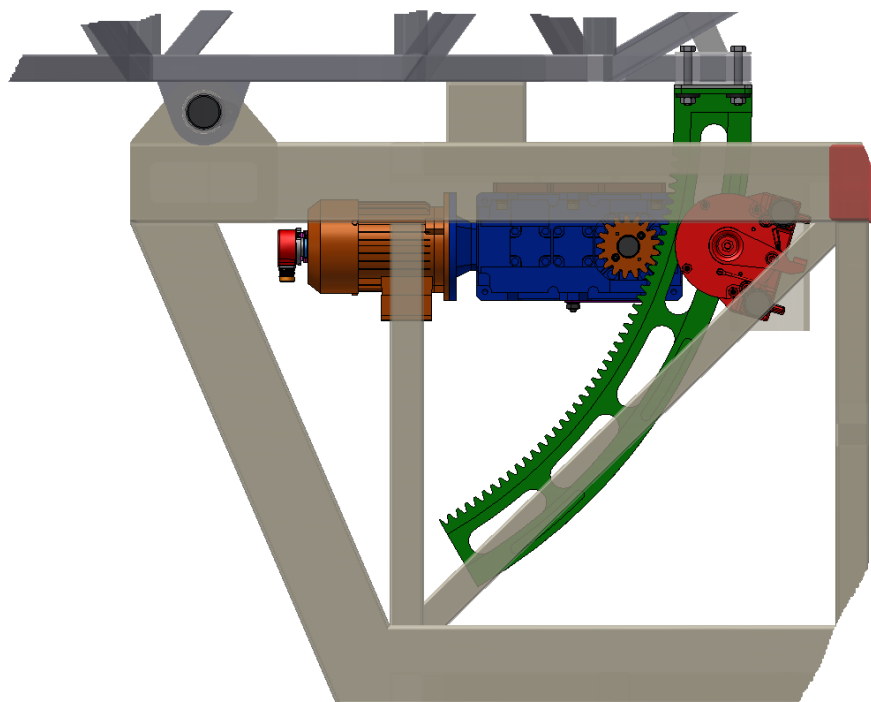
V parkovací poloze veškerá hmotnost plošiny spočívá na hlavních čepích a mechanických dorazech nacházejících se mezi hlavním čepem a ozubeným pásem. Klidový stav je navíc udržován sevřenou čelistovou brzdou. Při dosednutí plošiny na dorazy vzniká v ozubení vůle, to znamená, že zuby nejsou v parkovací poloze zatěžovány.

Další poloha (uprostřed) je spíše rozsahem, protože úhel naklopení závisí na zdvihu ramene. Na obrázku je znázorněn náklon při maximálním zdvihu ramene. Klidový stav je zajištěn sevřením ozubeného pásu čelistmi brzdy.

Poslední polohou je maximální naklopení. Stejně jako u maximálního zdvihu je klidový stav zabezpečen čelistovou brzdou. Toto přidavné naklopení nastane vždy jen jednou za koncert.

4.1 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ NAKLÁPĚNÍ

Pohyb naklápění je zprostředkován pomocí elektro-mechanického pohonu využívající pro přenos pohybu ozubeného mechanismu (viz obrázek 4.2). K pohyblivé plošině je připevněn ozubený pás. Svým tvarem připomínající část plochého prstence, jehož vnitřní strana je opatřena ozubením. Ozubený pás je zakřiven tak, aby střed roztečné kružnice vnitřního ozubení byl totožný se středem naklápění. Pokud by tomu tak nebylo, mechanismus by správně nefungoval. Směr případného pohybu je zprostředkován pomocí spolu zabírajícího pastorku umístěného na hřídeli převodovky. Kompaktní rozměry celého pohonu zaručují, že žádná část nevyčnívá z prostoru vymezeného ocelovou konstrukcí výložníku. Zvolená varianta návrhu je spojení jednoduchého, levného a lehce vyrobitelného řešení.



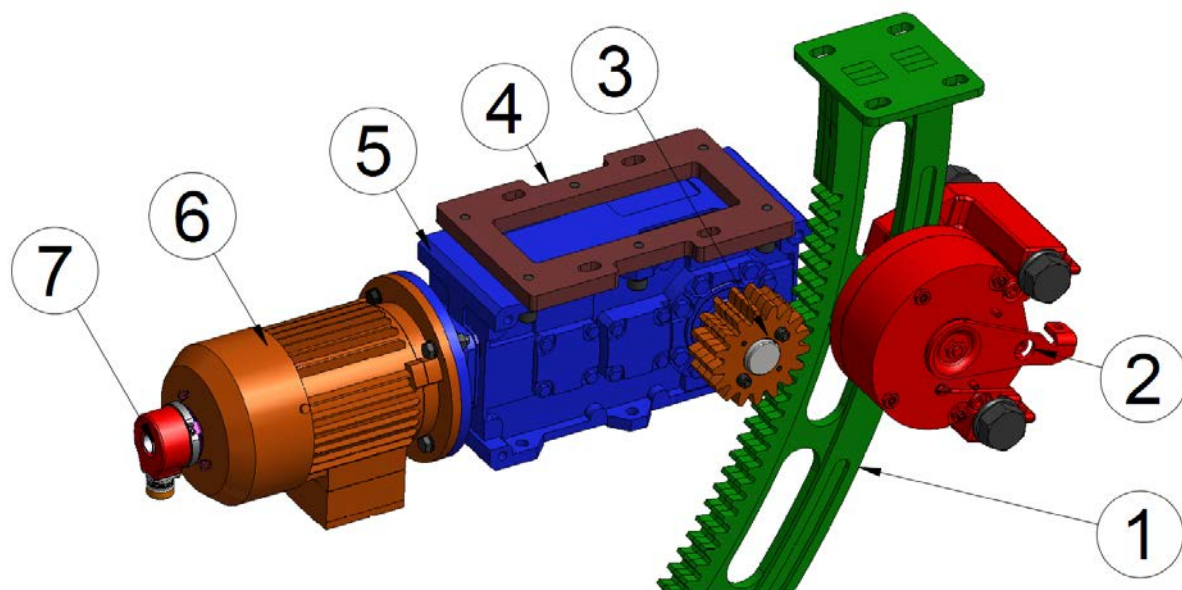
Obr. 4.2 Pohled na celkový systém naklápění

Naklápění plošiny s bubeníkem je v podstatě rotační pohyb, v jehož středu je umístěna rotační vazba spojující pevný rám s pohyblivým členem. Pevným rámem je v tomto případě výložník, pohyblivým členem zase plošina s bubeníkem. Rotační vazba je realizována pomocí čepu na jednom konci pevně uloženého do oka výložníku a na druhém konci uloženého do otočného oka plošiny. Za účelem snížení tření je mezi oko plošiny a čep vloženo kluzné pouzdro. Skutečný spoj je znázorněn na obrázku 4.3.



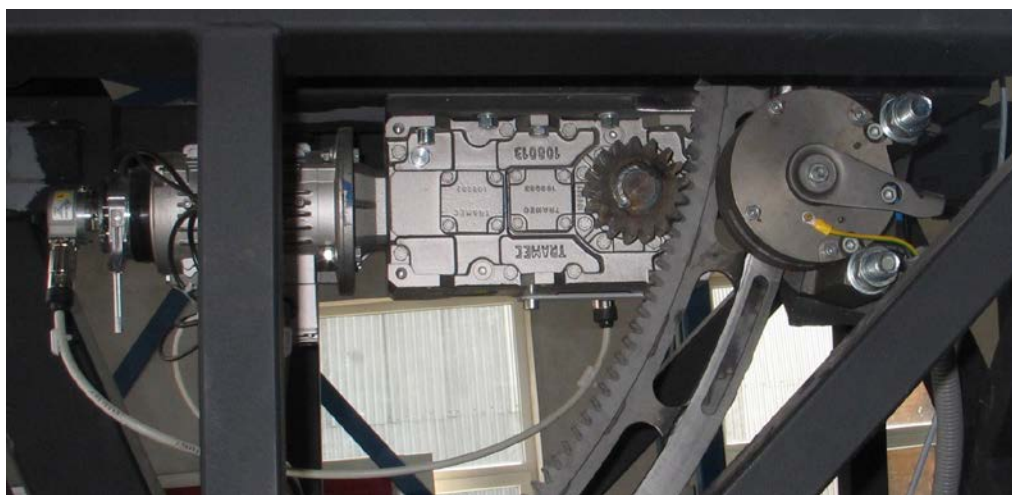
Obr. 4.3 Spojení plošiny s výložníkem

Hybnou silou naklápěcího mechanismu je třífázový asynchronní motor na krátko – 6 od společnosti Siemens se jmenovitým výkonem $P_N = 0,37 \text{ kW}$ při otáčkách $n_{IN} = 1370 \text{ min}^{-1}$. Technická specifikace motoru s kódovým označením *1LA7 073-4AB* jsou k dispozici v katalogu výrobce [5]. Motor je dále opatřen tichou divadelní brzdou značky Precima s pákou ručního odbrzdění, pro případ manuálního zásahu. Přímo na hřídeli motoru je nasazen snímač rychlosti – 7, který společně se snímačem polohy umístěným na výstupní hřídeli převodovky tvoří zpětnou vazbu pro řízení naklápění. Motor je zbaven ventilátoru, který není pro danou aplikaci nutný. Skutečná konfigurace motoru je částečně viditelná na obrázku 4.5. Výpočty vedoucí k volbě tohoto motoru jsou popsány v kapitole 4.4.



Obr. 4.4 Detail pohonu naklápění

Vysoké otáčky motoru jsou redukovány pomocí čtyřhřídelové kuželočelní převodovky – 5 od společnosti Tramec. V katalogu výrobce ji lze nalézt pod označením TC80C250. Z toho názvu lze vyčíst, že se jedná o převodovku s přírubou na straně se vstupní hřídelí a její převodový poměr $i_N = 250$. Prevodovka je vybavena dutou hřídelí ústící ze dvou stran, do které je možné vložit hřídel vlastní výroby.



Obr. 4.5 Skutečná sestava pohonu

Mezi převodovku a rám výložníku je vložena deska – 4, která je spojovacím článkem těchto dvou prvků. Tato součást je vyrobena z materiálu 11 375, protože není namáhána velkým zatížením. Do desky jsou vyvrtány otvory se závity pro šrouby, kterými je převodovka připevněna. Dále jsou v desce laserem vypáleny drážky pro šrouby, prostřednictvím kterých je deska i s celým pohonem připevněna k rámu výložníku. Pomocí těchto drážek je možné nastavit polohu pastorku vůči ozubenému hřebenu, tak aby byl zabezpečen optimální záběr ozubení.



Ozubené kolo je vyrobeno ze čtyř tenkých výpalků, u kterých bylo zamýšleno vzájemné spojení v jeden celek pomocí šroubů a kolíků (viz obrázek 4.4). Pro nedostatek času však byla výroba tohoto kola urychlena pomocí svařování, které jak se později ukázalo, nemá žádný negativní dopad na plynulost chodu zařízení. Detail skutečného kola lze zhlédnout na obrázku 4.6. Takto vyrobené ozubené kolo je s výstupní hřídelí převodovky spojeno pomocí koutových svarů, zaručují stálou vzájemnou polohu pastorku a hřídele. Obě součásti jsou vyrobeny z materiálu 11 523, u kterého je zaručena svařitelnost.



Obr. 4.6 Ozubený mechanismus naklápění

Obdobným způsobem je vyrobeno i ozubené kolo s vnitřním ozubením neboli ozubený pás. Hlavní částí ozubeného pásu – 1 je středový plech, do kterém je pomocí laseru vypáleno ozubení a odlehčovací otvory. Tvar středového plechu je navržen s ohledem na tuhost celého pásu, hlavně však slouží jako brzdový kotouč pro čelistovou brzdou – 2. Ke středovému plechu jsou z obou stran přivařeny boční plechy rozšiřující ozubení na požadovanou šířku. K horní části pásu je přivařen dosedací plech s drážkami, které dovolují dodatečné nastavení pásu vůči pastorku. Celý ozubený pás je kvůli požadavkům na svařitelnost a vyšším nárokům na pevnost vyroben z materiálu 11 523. V případě selhání koncových spínačů je na spodní konec pásu přivařen mechanický doraz (viz obrázek 4.7), o který se pastorek zachytí.



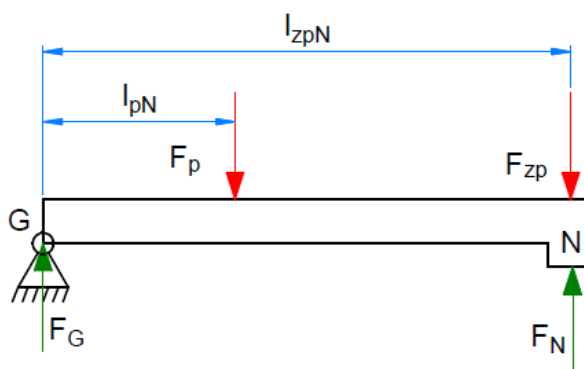
Obr. 4.7 Mechanický doraz na konci ozubeného pásu

Posledním částí pohonu naklápění je bezpečnostní čelistová brzda od společnosti Mayr, jejíž technické parametry jsou pod označením *ROBA – diskstop – size 7* uvedeny v katalogu výrobce [8]. Brzda je pevně spojena s rámem výložníku tak aby její čelisti obepínaly brzdou

část ozubeného pásu, která je při uvolnění čelistí volně pohyblivá. Použití takto umístěné druhé brzdy má tři důvody. Prvním z nich je bezpečnostní norma, která nařizuje vybavit podobná zařízení, dvěma nezávislými brzdami pro případ selhání jedné. Dalším důvodem jsou vůle v ozubeném mechanismu. Během provozu může docházet vlivem těchto vůlí k nežádoucímu chvění plošiny, které má mimo jiné negativní vliv na únosnost zubů. Cílem je tedy zamezit tomuto chvění. Posledním důvodem je úspora finančních nákladů, protože brzda je propůjčena z již existujícího zkušebního standu.

4.2 ROZLOŽENÍ SIL NA RÁMU PLOŠINY

Na obrázku 4.8 je znázorněno silové schéma naklápění plošiny. Červené šipky označují zatěžující síly od statického užitečného zatížení a vlastní tíhy plošiny. Zeleně jsou pak označeny reakce vyvolané těmito zatěžujícími silami. Poloha sil i reakcí se během naklápění mění. Předpokládá se však, že nejhorší případ nastane v době kdy se plošina začne naklápět. V této fázi jsou otevřeny čelisti brzdy a veškeré zatížení spočine na zubech ozubených kol. Brzda je samozřejmě otevřena po celou dobu naklápění a je zabrzděna až v jedné z koncových poloh. Rozdíl je v tom, že složky zatěžujících sil jsou v této poloze rovnoběžné s reakční silou ozubení a mají tak největší účinek. Čím více je tedy plošina nakloněna tím se větší část zatížení přenesne na čep G .



Obr. 4.8 Silové schéma naklápění

Předpokládá se, že maximální statické užitečné zatížení působí přímo v působišti reakce ozubení. Ve skutečnosti je těžiště této síly blíže osy otáčení a celá plošina se tak nachází ve větší rovnováze. Důvodem přesunutí těžiště do méně výhodné pozice je větší bezpečnost. Reakce v místě ozubení je spočítána podle následující rovnice:

$$F_N = \frac{F_{zp} \cdot l_{zpN} + F_p \cdot l_{pN}}{l_{zpN}} \quad (36)$$

$$F_N = \frac{3433,5 \cdot 0,705 + 2452,5 \cdot 0,21}{0,705}$$

$$F_N = 4164 \text{ N}$$

Kde: l_{zpN} rameno síly F_{zp} [m]



l_{pN} rameno síly F_p [m]

V podpoře v místě bodu G je pak reakční síla následující:

$$F_G = F_p + F_{zp} - F_{tN} \quad (37)$$

$$F_G = 3433,5 + 2452,5 - 4164$$

$$F_G = 1722 \text{ N}$$

Rám plošiny je s rámem výložníku otočně spojen přes čepy uložené v ložiscích. V tomto spojení vzniká vlivem tření pasivní odpor. Na základě těchto pasivních odporů a odporu proti zvedání F_N je stanovena síla potřebná pro naklopení, která je zároveň tečnou silou působící na zuby ozubeného převodu.

$$F_{tN} = \frac{F_N \cdot l_{zpN} + F_G \cdot r_G \cdot f_{kp}}{l_{zpN}} \quad (38)$$

$$F_{tN} = \frac{4164 \cdot 0,705 + 1722 \cdot 0,025 \cdot 0,08}{0,705}$$

$$F_{tN} = 4169 \text{ N}$$

Kde: F_N reakce v bodě N [N]

F_G reakce v bodě G [N]

r_G poloměr čepu plošiny [m]

f_{kp} součinitel tření kluzného pouzdra [-]

Radiální síla působící na zuby ozubeného převodu F_{rN} :

$$F_{rN} = F_{tN} \cdot \tan \alpha_{ez} \quad (39)$$

$$F_{rN} = 4169 \cdot \tan 20^\circ$$

$$F_{rN} = 1517 \text{ N}$$

Kde: F_{tN} tečná síla ozubeného převodu [N]

4.3 KINEMATIKA NAKLÁPĚNÍ A VOLBA PŘEVODOVKY

Hlavním úkolem naklápění je zachování rovnoběžnosti plošiny s podlahou haly při zvedání ramene (viz obrázek 4.1). Aby byla tato podmínka dodržena, musí být rychlost naklápění plošiny v nejlepším případě shodná s rychlostí zvedání ramene. Pro návrh vhodné převodovky se proto uvažuje, že úhlová rychlost zvedání ramene je stejná jako úhlová rychlost naklápění plošiny ($\omega_N = \omega_Z = 0,035 \text{ rad.s}^{-1}$).



Před samotným výběrem vhodné převodovky je spočítán převodový poměr naklápěcího mechanismu, který vychází z rozměrů ozubených kol stanovených při konstrukčním návrhu.

$$i_{mN} = \frac{D_{kN}}{D_{pN}} \quad (40)$$

$$i_{mN} = \frac{1,410}{0,085}$$

$$i_{mN} = 16,59$$

Kde: D_{kN} průměr roztečné kružnice ozubeného kotouče [m]

D_{pN} průměr roztečné kružnice pastorku [m]

Návrhové otáčky výstupní hřídele převodovky jsou stanoveny z převodového poměru ozubeného mechanismu:

$$n'_{2N} = i_{mN} \cdot n'_{kN} = i_{mN} \cdot \frac{\omega_N}{2\pi} \quad (41)$$

$$n'_{2N} = 16,59 \cdot \frac{0,035}{2\pi}$$

$$n'_{2N} = 0,092 \text{ s}^{-1} = 5,52 \text{ min}^{-1}$$

Kde: i_{mN} převodový poměr ozubeného mechanismu [-]

n'_{2N} návrhové otáčky výstupní hřídele převodovky [s^{-1}]

n'_{kN} návrhové otáčky ozubeného kotouče [s^{-1}]

ω_N úhlová rychlost naklápění plošiny [rad.s^{-1}]

Na základě návrhových otáček je zvolena převodovka TC80C, která se skutečnými otáčkami nejvíce blíží těm návrhovým [4].

- Skutečné otáčky výstupní hřídele převodovky $n_{2N} = 6 \text{ min}^{-1}$
- Maximální přípustný krouticí moment $T_{2N} = 565 \text{ Nm}$
- Maximální přípustný výkon $P_{Nmax} = 0,37 \text{ kW}$

Skutečná úhlová rychlost se při jmenovitých otáčkách motoru nepatrně liší od návrhové úhlové rychlosti. Později je možné skutečné otáčky hřídele pozměnit na požadované pomocí frekvenčního měniče. Přesto jsou v další části výpočtu použity skutečné jmenovité otáčky výstupní hřídele převodovky, kvůli stanovení maximálního dosažitelného výkonu elektromotoru. Čas pro dosažení koncové polohy ($\alpha_N = 35^\circ$) se stanoví z následujícího vztahu:

$$t_N = \frac{\alpha_N}{2 \cdot \pi \cdot \left(\frac{n_{2N}}{i_{mN}}\right)} \quad (42)$$



$$t_N = \frac{0,61}{2 \cdot \pi \cdot \left(\frac{0,1}{16,59}\right)}$$

$$t_N = 16,1 \text{ s}$$

Kde: α_N celkové naklopení plošiny [rad]

n_{2N} skutečné otáčky výstupní hřídele převodovky [s^{-1}]

4.4 NÁVRH POHONU A BRZDY

Pro stanovení potřebného výkonu elektromotoru je na základě výše zjištěných hodnot určen krouticí moment na výstupní hřídeli převodovky. Do tečné složky síly F_{tN} jsou zahrnuty veškeré odpory vzniklé při naklápění plošiny s bubeníkem. Společně s výstupními otáčkami hřídele tak lze stanovit potřebný výkon.

$$M_{kN} = F_{tN} \cdot r_{pN} \quad (43)$$

$$M_{kN} = 4169 \cdot 0,0425$$

$$M_{kN} = 177,2 \text{ Nm} < T_{2N} = 719 \text{ Nm} \Rightarrow \text{vyhovující}$$

Kde: r_{pN} poloměr roztečné kružnice pastorku [m]

Návrhový výkon motoru potřebný pro překonání tíhových sil a pasivních odporů se ještě zvýší o hodnotu účinnosti převodovky.

$$P'_N = \frac{M_{kN} \cdot 2\pi \cdot n_{2N}}{\eta_p} \quad (44)$$

$$P'_N = \frac{177,2 \cdot 2\pi \cdot 0,083}{0,93}$$

$$P'_N = 99,4 \text{ W}$$

Kde: M_{kN} krouticí moment na výstupní hřídeli převodovky [Nm]

η_p účinnost převodovky [m]

Elektromotory s nízkým výkonem mají také nízkou účinnost znamenající vyšší tepelné ztráty. Z důvodu absence ventilátoru je proto zvolen elektromotor se jmenovitým výkonem $P_N = 0,37 \text{ kW}$, u něhož jsou tepelné ztráty nižší. Zmíněný výkon zároveň nepřesahuje přípustný výkon převodovky [5].

Tento pohon kvůli výše zmíněným důvodům obsahuje bezpečnostní čelist'ovou brzdou umístěnou na ozubeném kotouči. Dovolený brzdový moment vyvolaný brzdou se stanovuje pomocí vztahu uvedeného v katalogu výrobce [8].



$$M_{bNd} = 1,870 \cdot (D_{bN} - 50) \quad (45)$$

$$M_{bNd} = 1,870 \cdot (1810 - 50)$$

$$M_{bNd} = 3291 \text{ Nm}$$

Kde: D_{bN} průměr brzdne kružnice [mm]

Velikost skutečného brzdneho momentu potřebného pro zastavení pohybu ozubeného pásu musí být větší než moment vyvolávající naklápění plošiny.

$$M_{bN} = F_{tN} \cdot \frac{D_{kN}}{2} \quad (46)$$

$$M_{bN} = 4169 \cdot \frac{1,41}{2}$$

$$M_{bN} = 2939 \text{ Nm} < M_{bNd} = 3291 \text{ Nm} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

Kde: M_{bNd} dovolený brzdny moment [Nm]

4.5 ÚNOSNOST ZUBŮ PASTORKU

Pro stanovení únosnosti zubů ozubeného převodu je využito Lewisovy metody výpočtu zubu v ohybu [10]. Postup výpočtu je téměř shodný s výpočtem ozubení bezpečnostní zarážky zmíněné na v kapitole 3.2.3. Liší se pouze v tom, že před výpočtem součinitele vnitřních dynamických sil K_v je stanovena obvodová rychlost v_N na roztečné kružnici pastorku.

$$v_N = \pi \cdot D_{pN} \cdot n_{2N} \quad (47)$$

$$v_N = \pi \cdot 0,085 \cdot 0,083$$

$$v_N = 0,022 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Tak jako v předchozím případě je ozubený pastorek laserem vypálen z plechu a poté již dále neobráběn. Jeho stupeň přesnosti dle ISO je stanoven na hodnotu *IT12*, což je nejnižší možná přesnost. Součinitel vnitřních dynamických sil K_v je tedy:

$$K_{vN} = \left(\frac{A + \sqrt{200 \cdot v_N}}{A} \right)^B \quad (48)$$

$$K_{vN} = \left(\frac{50 + \sqrt{200 \cdot 0,022}}{50} \right)^1$$

$$K_{vN} = 1,04$$

Kde: v_N obvodová rychlost pastorku naklápění [m.s⁻¹]



Napětí v ohybu v patě zubu podle Levisovy metody [10]:

$$\sigma_{FN} = \frac{F_{tN} \cdot K_{vN}}{m_N \cdot b_N \cdot Y_N} \quad (49)$$

$$\sigma_{FN} = \frac{4169 \cdot 1,04}{5 \cdot 35 \cdot 0,303}$$

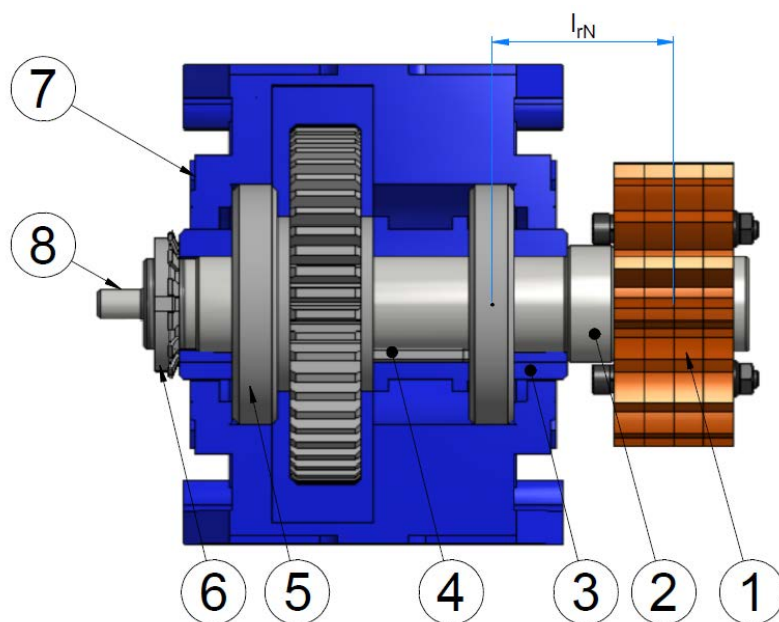
$$\sigma_{FN} = 81,8 \text{ MPa} < \sigma_{d(11\ 523)} = 173 \text{ MPa} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

Kde:	K_{vN}	součinitel dynamických sil	[-]
	m_N	modul ozubení	[mm]
	b_N	šířka ozubeného kola	[mm]
	Y_N	Lewisův součinitel tvaru zubu pro 17 zubů [10]	[-]
	$\sigma_{d(11\ 523)}$	dovolené napětí v tahu pro jmenovitý rozměr 16-40 mm	[MPa]

I přes jistou nepřesnost metody výpočtu lze tvrdit, že navržený ozubený mechanismus je z hlediska únosnosti vyhovující a lze ho v daném zařízení použít.

4.6 PEVNOSTNÍ VÝPOČET VÝSTUPNÍHO HŘÍDELE PŘEVODOVKY

Výstupní hřídel – 2 je nasazena do duté hřídele převodovky – 3, která je se skříní převodovky – 7 pohyblivě spojena prostřednictvím valivých ložisek – 5. Přenos krouticího momentu je zajištěn pomocí těsného pera – 4 vloženého mezi dutou a výstupní hřídel. Axiálnímu posunu je zamezeno z jedné strany osazením a z druhé strany KM maticí – 6. Takto navzájem propojené hřídele jsou schopny bezpečně přenést výkon na zuby ozubeného mechanismu. Ozubené kolo – 1 je na hřídel připevněno pomocí koutových svarů, a je tak zamezeno jakémukoli nežádoucímu pohybu. Kvůli této úpravě je výstupní hřídel – 2 i ozubené kolo vyrobeno z materiálu 11 523, u něhož je zaručena svařitelnost. Druhý konec hřídele – 8 je pak využit pro připojení absolutního snímače polohy.



Obr. 4.9 Uložení výstupní hřídele

Hřídele převodovek jsou zpravidla zatěžovány kombinací různých druhů namáhání. V případě zkoumané hřídele tomu není jinak. Proto se zde počítá s redukovaným namáháním hřídele, ve kterém je zahrnut ohyb od radiální síly a krut od síly tečné.

Napětí v ohybu

$$\sigma_{oN} = \frac{M_{oN}}{W_{oN}} = \frac{32 \cdot F_{rN} \cdot l_{rN}}{\pi \cdot d_N^3} \quad (50)$$

$$\sigma_{oN} = \frac{32 \cdot 1517 \cdot 35,5}{\pi \cdot 32^3}$$

$$\sigma_{oN} = 16,7 \text{ MPa}$$

Kde:	F_{rN}	radiální síla působící v ozubení	[N]
	l_{rN}	vzdálenost pastorku od převodové skříně	[mm]
	d_N	průměr hřídele převodovky	[mm]

Napětí v krutu

$$\tau_{kN} = \frac{M_{kN}}{W_{kN}} = \frac{16 \cdot F_{tN} \cdot R_{pN}}{\pi \cdot d_N^3} \quad (51)$$

$$\tau_{kN} = \frac{16 \cdot 4169 \cdot 42,5}{\pi \cdot 32^3}$$

$$\tau_{kN} = 27,5 \text{ MPa}$$

Kde:	R_{pN}	roztečný poloměr pastorku	[N]
------	----------	---------------------------	-----



Redukované napětí

$$\sigma_{redN} = \sqrt{\sigma_{oN}^2 + 3 \cdot \tau_{kN}^2} \quad (52)$$

$$\sigma_{redN} = \sqrt{16,7^2 + 3 \cdot 27,5^2}$$

$$\tau_{kN} = 50,5 \text{ MPa} < \sigma_{d(11\ 532)} = 168 \text{ MPa} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

Kde: σ_{oN} maximální napětí v ohybu hřídele převodovky [MPa]

τ_{kN} maximální napětí v krutu hřídele převodovky [MPa]

$\sigma_{d(11\ 532)}$ dovolené napětí pro jmenovitý rozměr 40-63 mm [MPa]

Radiální síla vyvolává také reakce v ložiscích převodovky. Aby tyto reakce nepřesáhly únosnou mez, jsou kontrolovány podle výpočtu zmíněného v katalogu výrobce [4]. Výpočet spočívá ve vynásobení tečné síly součinitelem způsobu přenosu krouticího momentu K_R a následným porovnáním takto upravené radiální síly s tabulkovými hodnotami uvedenými v katalogu výrobce.

$$F_{RN} = \frac{M_{kN} \cdot K_R}{D_{pN}} \quad (53)$$

$$F_{RN} = \frac{177,2 \cdot 2500}{85}$$

$$F_{RN} = 5212 \text{ N} < F_{r2N} = 8000 \text{ N} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

Kde: F_{RN} radiální síla stanovená podle výrobce [N]

K_R součinitel způsobu přenosu krouticího momentu [-]

F_{r2N} tabulková hodnota dovolené radiální síly [N]

Výsledná hodnota radiální síly je menší než dovolená radiální síla. Převodovka je tedy vyhovující a může být použita pro zamýšlenou aplikaci.

4.7 PEVNOSTNÍ VÝPOČET ČEPŮ PLOŠINY

Pro úplnost jsou v této kapitole zkontrolovány čepy, které spojují rám plošiny s rámem výložníku. Čepy jsou zatěžovány celkovou reakční silou F_G , skutečná síla působící na jeden čep je tedy poloviční.

Střih čepu

$$\tau_G = \frac{F_G}{2 \cdot S_G} = \frac{2 \cdot F_G}{\pi \cdot d_G^2} \quad (54)$$



$$\tau_G = \frac{2 \cdot 1722}{\pi \cdot 50^2}$$

$$\tau_G = 0,4 \text{ MPa} < \tau_{d(15\ 142)} = 188 \text{ MPa} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

Kde: d_G průměr čepu plošiny [mm]

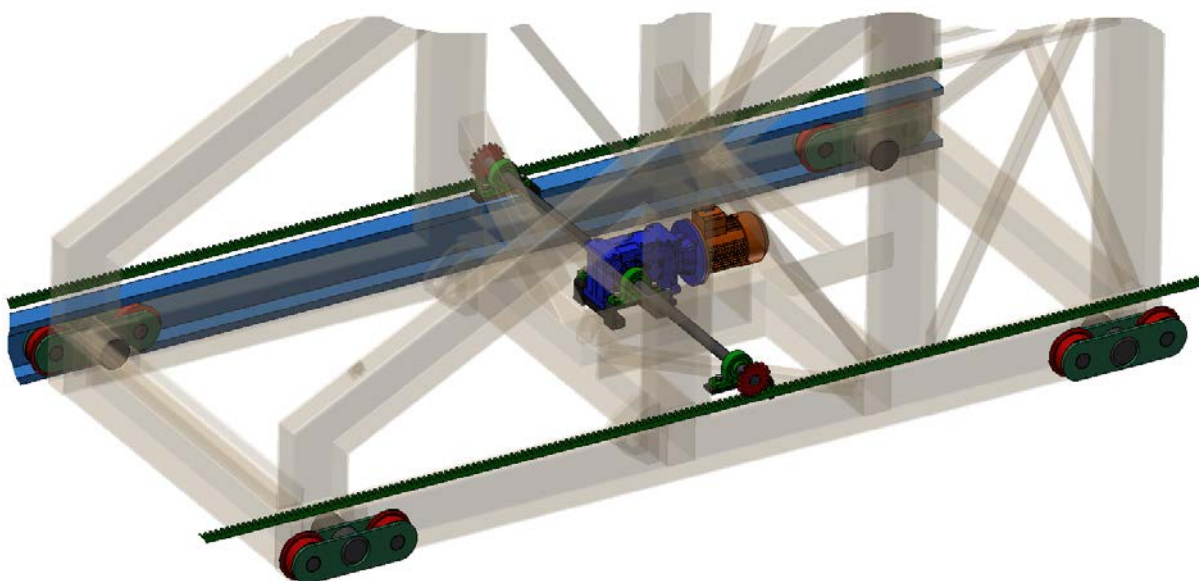
$\tau_{d(15\ 142)}$ dovolené napětí pro jmenovitý rozměr 40-100 mm [MPa]

Výsledek tohoto výpočtu ukazuje, že napětí v čepu je několika násobně menší než dovolené smykové napětí pro materiál 15 142, ze kterého jsou čepy vyrobeny.

Tato kapitola se zabývala výpočty nejdůležitějších částí naklápěcího mechanismu. V jejím průběhu byly postupně zvoleny všechny prvky pohonu jako je převodovka, elektromotor a čelist'ová brzda, které splňují požadavky vyplívající z návrhu mechanismu. Kromě návrhu pohonné jednotky jsou v této kapitole provedeny návrhové a kontrolní výpočty ozubení, čepů a hřídelí.

5 POJÍŽDĚNÍ VOZU

Při tomto pohybu dochází k posunutí již zvednutého ramene ze zadní části kolejiště směrem k divákům. Přesun je uskutečněn na dráze dlouhé devět metrů při rychlosti poježdění $0,2 \text{ m/s}$. Pro snazší přesun celého vozu s ramenem je využito systému náprav, které jsou vedeny v masivních kolejnicích tvaru U přivařených k rámu kolejiště (viz obrázek 5.1). Tvar kolejnic je odvozen z charakteru zatěžování a míře vyložení ramene s výložníkem. Přední nápravy jsou tak přitlačovány ke spodní straně kolejnice zatímco zadní nápravy jsou přitlačovány k té horní (viz kapitola 5.1). Vodicí části kolejnice jsou vyrobeny z plochých tyčí tažených za studena s úchytkami h11. Proti vyjetí z kolejiště je vůz jistěn jednak mechanickými překážkami navařenými na koncích každé kolejnice, jednak pomocí vhodně umístěných koncových spínačů.



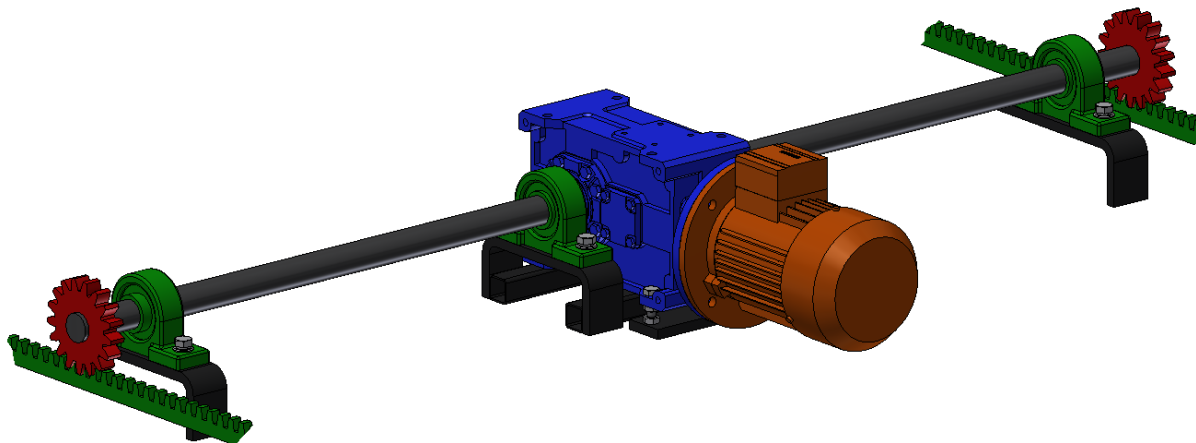
Obr. 5.1 Řešení poježdění vozu

Na obrázku 5.2 je znázorněno detailní řešení pohonu poježděcího mechanismu. Hnací prvkem celého systému je trojfázový asynchronní motor na krátko značky Siemens se jmenovitým výkonem $P_P = 2,2 \text{ kW}$ při jmenovitých otáčkách $n_{1P} = 1420 \text{ min}^{-1}$. Technické specifikace motoru s kódovým označením 1LA7 106L-4AA jsou k dispozici v katalogu výrobce [5]. Motor je navíc opatřen tichou divadelní brzdou značky Precima vybavenou pákou ručního odbrzdění. Celý systém je tedy brzděn pouze jednou brzdou umístěnou přímo na hřídeli motoru, protože se v tomto případě jedná o horizontální pohyb. Navíc se vůz pohybuje relativně malou rychlostí $v_P = 0,2 \text{ m.s}^{-1}$ za přítomnosti velkého zatížení náprav vedoucí k velkému nárůstu pasivního odporu. Poježděcí vůz se tak dokáže poměrně rychle zastavit i s nečinnou brzdou.

Pro snížení vysokých otáček motoru je využito tří hřídelové kuželočelní převodovky značky Tramec. V katalogu výrobce [4] ji lze nalézt pod označením TC112B40. Z toho názvu lze vyčíst, že se jedná o převodovku s přírubou na straně se vstupní hřídelí a její převodový poměr $i_N = 40$. Převodovka je vybavena dutou hřídelí, do které jsou z obou stran vloženy výstupní hřídele vlastní výroby.



Výstupní hřídel je veden dvěma ložisky a převodovka je k rámu vozu letmo uložena. Z důvodu nedostatku času a finančních prostředků není na výstupní hřídeli umístěn žádný pružný člen kompenzující nesouosost. Vzhledem k charakteru používání zařízení nemusí být přítomnost tohoto členu nezbytně nutná. Veškeré součásti pohonu jsou nejdříve smontovány a poté během konečné montáže připevněny k rámu vozu. Předpokládá se tedy dodržení sousého uložení hřídele.



Obr. 5.2 Detail pohonu pojiždění

Na volných koncích obou hřídelů jsou navařeny ozubená kola, která jsou vypálena z plechu pomocí laseru. Beze ztráty funkčnosti tak dochází k vysoké úspoře peněz a času stráveného výrobou ozubených kol konvenčním způsobem. Ozubená kola i hřídele jsou vyrobeny z materiálu 11 523, u něhož je zaručena svařitelnost.

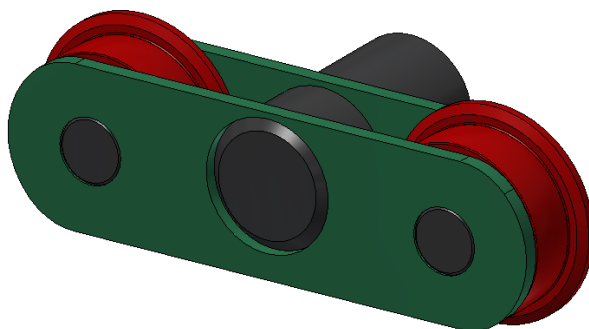


Obr. 5.3 Uchycení ozubeného hřebenu ke kolejišti

Ozubená kola se opírají o zuby hřebenů, které se táhnou po obou stranách kolejiště. Ozubený hřeben je na mnoha místech přivařen ke kolejnicím (viz obrázek 5.3). Případný průhyb vzniklý zatížením od radiální síly je tak značně omezen. Hřeben je zakoupen od dodavatele zabývajícím se prodejem posuvných bran [1], kde jsou často lineární ozubené převody používány.

Nápravy jsou zatěžovány poměrně velkými silami negativně se podepisující na celkové velikosti pojižděcích kol. Za účelem snížení celkových rozměrů je každá náprava opatřena jedním párem pojezdových kol, mezi kterými je zatížení lépe rozloženo. Kontaktní plocha kol

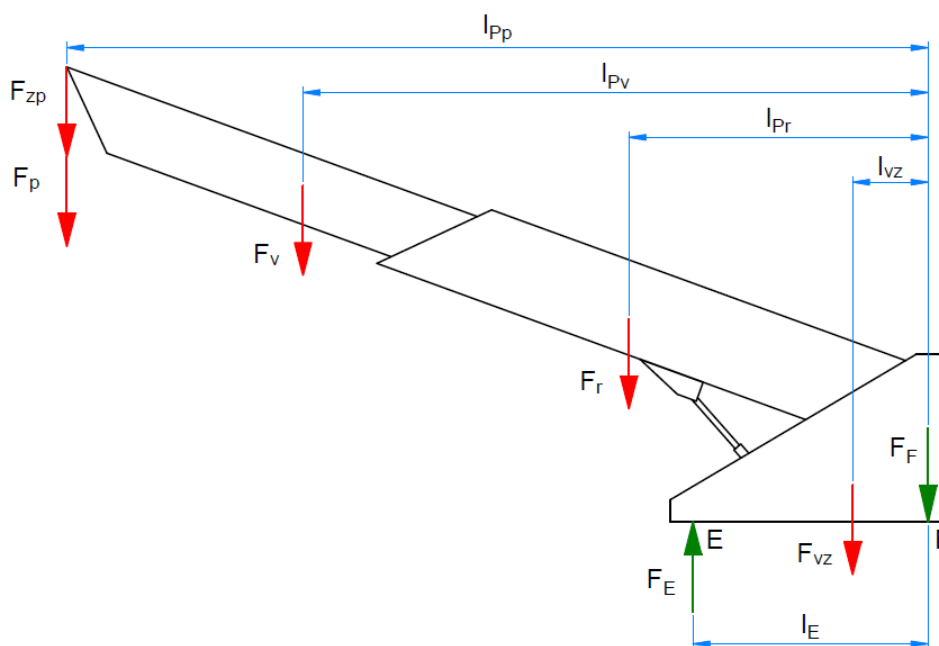
je navíc směrem od středu vypouklá. Tato úprava zvyšuje únosnost v kontaktním tlaku. Vnitřní strana každého kola je vybavena nákolkem, který zachycuje boční síly a přispívá tak k přesnějšímu vedení vozu v kolejišti. Mezi otáčející se kola a čepy pevně spojenými s bočnicemi jsou vložena kluzná pouzdra snižující tření. Důležitým prvkem je také masivní čep, který otočně spojuje nápravu s rámem vozu. Prostřednictvím tohoto uložení je zajištěno samovolné roznášení zatížení na obě kola rovnoměrně.



Obr. 5.4 Detail nápravy

5.1 ROZLOŽENÍ SIL NA RÁMU VOZU

Způsob zatížení náprav zmíněný na začátku této kapitoly je patrný z obrázku 5.5. Maximální zatížení nastává, stejně tak jako u zvedání v poloze, kdy má rameno největší zdvih a výložník je plně vysunut. Nositelky všech sil jak tíhových tak reakčních jsou navzájem rovnoběžné. Měřená vzdálenost mezi nimi je kolmá na nositelky a vztažena k zadní nápravě. Oproti zvedání zde přibývá tíhová síla od hmotnosti pojezdčího vozu a hydraulického agregátu.



Obr. 5.5 Silové schéma pojezdění



Vlivem značného vyložení není tíhová síla od hmotnosti vozu a agregátu schopna vyvážit síly působící nalevo od přední nápravy. Proto reakční síla F_F směřuje proti reakční síle F_E . Zatímco jsou zadní nápravy tíhovou silou vozu odlehčovány, přední nápravy jsou naopak více zatěžovány.

$$F_E = \frac{F_{zp} \cdot l_{pP} + F_p \cdot l_{pP} + F_v \cdot l_{vP} + F_r \cdot l_{rP} + F_{vz} \cdot l_{vzP}}{l_E} \quad (55)$$

$$F_E = \frac{3433,5 \cdot 17,426 + 2452,5 \cdot 17,426 + 17628,6 \cdot 11,728}{2,65} + \frac{16539,7 \cdot 4,571 + 18560,5 \cdot 0,568}{2,65}$$

$$F_E = 149231,3 \text{ N}$$

Kde:	F_{vzP}	tíhová síla od hmotnosti pojezdčího vozu	[N]
	l_{pP}	vzdálenost působíště síly F_p a F_{zp} od podpory F	[m]
	l_{vP}	vzdálenost působíště síly F_v od podpory F	[m]
	l_{rP}	vzdálenost působíště síly F_r od podpory F	[m]
	l_{vzP}	vzdálenost působíště síly F_{vz} od podpory F	[m]
	l_E	vzdálenost působíště reakce F_E od podpory F	[m]

$$F_F = F_E - F_{zp} - F_p - F_v - F_r - F_{vz} \quad (56)$$

$$F_F = 149231,3 - 3433,5 - 2452,5 - 17628,6 - 16539,7 - 18560,5$$

$$F_F = 90616,5 \text{ N}$$

Kde:	F_E	reakce v podpoře E	[N]
------	-------	--------------------	-----

Soustava se chová tak jak bylo předpokládáno. Přední náprava je zatěžována mnohem více, než je ta zadní. Děje se tak ne jenom kvůli umístění, ale také kvůli tíhové síle vozu.

Mechanismus nemusí přímo překonávat žádné tíhové síly, ale pouze pasivní odpory vzniklé při odvalování kol a tření v čepech. Odpovídající hodnota ramene valivého odporu pro ocelové kolo a kolejnici je uvedena ve strojnických tabulkách [7]. Součinitel čepového tření pak udává sám výrobce v příslušném katalogu. Výsledný pasivní odpor je zároveň tečnou silou působící na zuby pastorku.

$$F_{tP} = \frac{(F_E + F_F) \cdot (\xi_v + r_{kP} \cdot f_{kp})}{R_{kP}} \quad (57)$$

$$F_{tP} = \frac{(149231,3 + 90616,5) \cdot (0,00006 + 0,025 \cdot 0,08)}{0,0675}$$



$$F_{tP} = 7319,8 \text{ N}$$

Kde:	F_F	reakce v podpoře F	[N]
	ζ_v	rameno valivého odporu ocel-ocel [7]	[m]
	r_{kP}	poloměr čepu pojezdového kola	[m]
	f_{kP}	součinitel čepového tření kluzného pouzdra [6]	[-]
	R_{kP}	poloměr pojezdového kola	[m]

Radiální síla působící na zuby ozubeného mechanismu

$$F_{rP} = F_{tP} \cdot \tan \alpha_{ez} \quad (58)$$

$$F_{rP} = 7319,8 \cdot \tan 20^\circ$$

$$F_{rP} = 2664,2 \text{ N}$$

Kde:	F_{tP}	tečná složka síly působící v ozubení	[N]
------	----------	--------------------------------------	-----

5.2 VOLBA PŘEVODOVKY

Požadovaná rychlost pojezdění vozu $v'_P = 0,2 \text{ m.s}^{-1}$ je stanovena tak aby byly splněny představy scénografa a také aby bylo především zaručeno pohodlí důležité pro hru na bicí nástroje. Z této rychlosti jsou stanoveny požadované otáčky výstupní hřídele, podle kterých je zvolena vhodná převodovka. Zvolený mechanismus vysouvání využívá ozubeného hřebenu a pastorku pro transformaci rotačního pohybu na pohyb přímočarý. Převodový poměr tohoto ústrojí je roven jedné. Rychlost pojezdění vozu je proto rovna obvodové rychlosti pastorku na jeho roztečné kružnici.

$$n'_{2P} = \frac{v'_P}{\pi \cdot D_P} \quad (59)$$

$$n'_{2P} = \frac{0,2}{\pi \cdot 0,112}$$

$$n'_{2P} = 0,57 \text{ s}^{-1} = 34 \text{ min}^{-1}$$

Kde:	v'_P	požadovaná rychlost pojezdění	[m.s ⁻¹]
	D_P	průměr roztečné kružnice pastorku	[m]

Na základě návrhových otáček je zvolena převodovka TC112B, která se skutečnými otáčkami nejvíce blíží těm návrhovým [4].

- Skutečné otáčky výstupní hřídele převodovky $n_{2P} = 36 \text{ min}^{-1}$



- Maximální přípustný krouticí moment $T_{2P} = 1004 \text{ Nm}$
- Maximální přípustný výkon $P_{Pmax} = 4 \text{ kW}$

Později je možné skutečné otáčky hřídele pozměnit na požadované pomocí frekvenčního měniče. Přesto jsou v další části výpočtu použity skutečné jmenovité otáčky výstupní hřídele převodovky, kvůli stanovení maximálního dosažitelného výkonu elektromotoru.

$$v_P = \pi \cdot D_P \cdot n_{2P} \quad (60)$$

$$v_P = \pi \cdot 0,112 \cdot \frac{36}{60}$$

$$v_P = 0,21 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Kde: n_{2P} skutečné otáčky výstupní hřídele převodovky $[\text{min}^{-1}]$

Čas, při kterém je vůz schopen urazit požadovanou vzdálenost ($l_P = 9,5 \text{ m}$), je stanoven z následujícího vztahu:

$$t_P = \frac{l_P}{v_P} \quad (61)$$

$$t_P = \frac{9,5}{0,21}$$

$$t_P = 43 \text{ s}$$

Kde: v_P skutečná rychlost poježdění $[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$

l_P délka dráhy poježdění $[\text{m}]$

Výsledný čas vysouvání je pouze orientační hodnotou, protože rychlost vysouvání je pouze rychlostí průměrnou nikoli okamžitou. Pro zjištění skutečného času je nutné do výpočtu zahrnout náběhovou a doběhovou rampu, které jsou nastaveny až při uvádění zařízení do provozu.

5.3 NÁVRH POHONU

Pro stanovení potřebného výkonu elektromotoru je na základě výše zjištěných hodnot určen krouticí moment na výstupní hřídeli převodovky. Do tečné složky síly F_{tV} jsou zahrnuty veškeré odpory vzniklé při přemísťování výložníku. Společně s výstupními otáčkami hřídele lze stanovit potřebný výkon.

$$M_{kP} = F_{tP} \cdot \frac{D_P}{2} \quad (62)$$

$$M_{kP} = 7319,8 \cdot \frac{0,112}{2}$$

$$M_{kP} = 410 \text{ Nm} < T_{2P} = 1004 \text{ Nm} \Rightarrow \text{vyhovující}$$



Návrhový výkon motoru potřebný pro překonání všech pasivních odporů se ještě zvýší o hodnotu účinnosti převodovky.

$$P'_p = \frac{M_{kp} \cdot 2\pi \cdot n_{2P}}{\eta_p} \quad (63)$$

$$P'_p = \frac{410 \cdot 2\pi \cdot \frac{36}{60}}{0,93}$$

$$P'_N = 1662 \text{ W}$$

Kde: M_{kp} krouticí moment na výstupní hřídeli převodovky [Nm]

Elektromotory se s požadovaným výkonem nevyrábí, proto byl z katalogu výrobce zvolen elektromotor s nejbližším vyšším jmenovitým výkonem $P_P = 2,2 \text{ kW}$, který nepřesahuje maximální dovolený výkon převodovky [5].

5.4 ÚNOSNOST ZUBŮ PASTORKU

Pro stanovení únosnosti zubů ozubeného převodu je využito Lewisovy metody výpočtu zubu v ohybu [10]. Postup výpočtu je téměř shodný s předchozími výpočty ozubení. Stejně tak jako v předchozích případech je nejdříve stanoven součinitel vnitřních dynamických sil K_v , který závisí na stupni přesnosti pastorku a jeho obvodové rychlosti v_p . Tak jako v předchozím případě je ozubený pastorek laserem vypálen z plechu a poté již dále neobráběn. Jeho stupeň přesnosti dle ISO je stanoven na hodnotu *IT12*, což je nejnižší možná přesnost. Součinitel vnitřních dynamických sil K_v je tedy:

$$K_{vp} = \left(\frac{A + \sqrt{200 \cdot v_p}}{A} \right)^B \quad (64)$$

$$K_{vp} = \left(\frac{50 + \sqrt{200 \cdot 0,21}}{50} \right)^1$$

$$K_{vp} = 1,13$$

Kde: v_p obvodová rychlost pastorku [m.s⁻¹]

A, B součinitele přesnosti ozubení dle Lewise [11] [-]

Napětí v ohybu v patě zubu podle Lewisovy metody [10]:

$$\sigma_{FP} = \frac{F_{tP} \cdot K_{vp}}{m_p \cdot b_p \cdot Y_p} \quad (65)$$

$$\sigma_{FP} = \frac{7319,8 \cdot 1,14}{4 \cdot 44 \cdot 0,353}$$

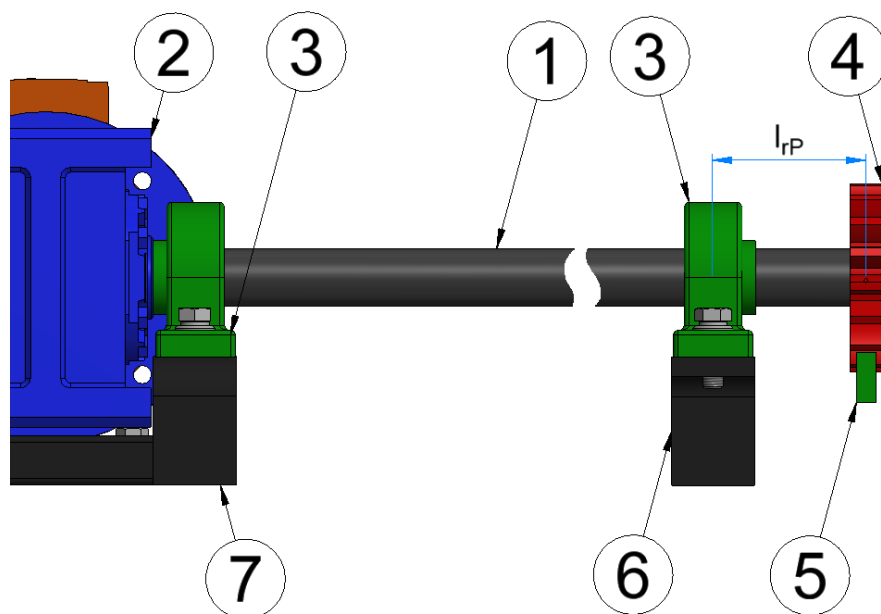
$$\sigma_{FP} = 134 \text{ MPa} < \sigma_{d(11\ 523)} = 173 \text{ MPa} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

Kde:	K_{vP}	součinitel dynamických sil	[-]
	m_P	modul ozubení	[mm]
	b_P	šířka ozubeného kola	[mm]
	Y_P	Lewisův součinitel tvaru zubu pro 28 zubů	[-]
	$\sigma_{d(11\ 523)}$	dovolené napětí v tahu pro jmenovitý rozměr 16-40 mm	[MPa]

I přes jistou nepřesnost metody výpočtu lze tvrdit, že navržený ozubený mechanismus je z hlediska únosnosti vyhovující a lze ho v daném zařízení použít.

5.5 PEVNOSTNÍ VÝPOČET VÝSTUPNÍHO HŘÍDELE PŘEVODOVKY

Výstupní hřídel vlastní výroby – 1 je nasazena do duté hřídele převodovky – 2. Přenos krouticího momentu je zajištěn pomocí těsného pera vloženého mezi dutou a výstupní hřídel. Hřídel je proti axiálnímu posunu zajištěn pomocí stavěcích šroubů umístěných v tělesech valivých ložisek – 3. Správná výška převodové skříně i ložisek je zajištěna pomocí systému podpor – 6, 7. Ozubené kolo – 4 je na hřídel připevněno pomocí koutových svarů, a je tak zamezeno jakémukoli nežádoucímu pohybu. Tato osa neobsahuje žádný absolutní snímač polohy, protože jej není kam umístit. Poloha vozu je tak operátorem odměřována vizuálně.



Obr. 5.6 Uložení hřídele pojezdu

Hřídele převodovek jsou zpravidla zatěžovány kombinací různých druhů namáhání. V případě zkoumané hřídele tomu není jinak. Proto se zde počítá s redukováným namáháním hřídele, ve kterém je zahrnut ohyb od radiální síly a krut od síly tečné. Maximální ohybový moment se v tomto případě nachází v místě ložiska, které se nachází nejbližší pastorku.



Napětí v ohybu

$$\sigma_{oP} = \frac{M_{oP}}{W_{oP}} = \frac{32 \cdot F_{rP} \cdot l_{rP}}{\pi \cdot d_p^3} \quad (66)$$

$$\sigma_{oP} = \frac{32 \cdot 2664,2 \cdot 90}{\pi \cdot 42^3}$$

$$\sigma_{oP} = 33 \text{ MPa}$$

Kde:	F_{rP}	radiální síla působící v ozubení	[N]
	l_{rP}	vzdálenost pastorku od valivého ložiska	[mm]
	d_p	průměr hřídele převodovky	[mm]

Napětí v krutu

$$\tau_{kP} = \frac{M_{kP}}{W_{kP}} = \frac{16 \cdot F_{tP} \cdot R_{pP}}{\pi \cdot d_p^3} \quad (67)$$

$$\tau_{kP} = \frac{16 \cdot 7319,8 \cdot 56}{\pi \cdot 42^3}$$

$$\tau_{kP} = 28 \text{ MPa}$$

Kde:	R_{pP}	poloměr roztečné kružnice pastorku	[mm]
------	----------	------------------------------------	------

Redukované napětí

$$\sigma_{redP} = \sqrt{\sigma_{oP}^2 + 3 \cdot \tau_{kP}^2} \quad (68)$$

$$\sigma_{redP} = \sqrt{33^2 + 3 \cdot 28^2}$$

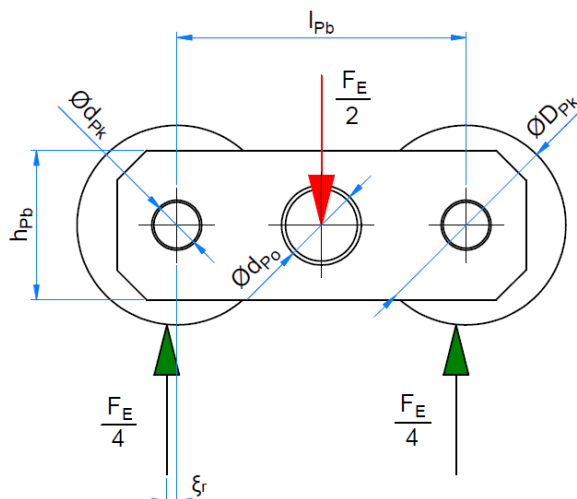
$$\sigma_{redP} = 59 \text{ MPa} < \sigma_{d(11\ 532)} = 168 \text{ MPa} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

Kde:	σ_{oP}	maximální napětí v ohybu hřídele převodovky	[MPa]
	τ_{kP}	maximální napětí v krutu hřídele převodovky	[MPa]
	$\sigma_{d(11\ 532)}$	dovolené napětí pro jmenovitý rozměr 40-63 mm	[MPa]

Hřídel převodovky je pro dané uspořádání ložisek navržena s dostatečnou rezervou. Veškeré radiální síly jsou těmito ložisky zachycovány. Nemusí se tak, kvůli letmému uložení převodovky, kontrolovat ložiska uložena ve skříni převodovky.

5.6 KONTAKTNÍ TLAK MEZÍ KOLEM A KOLEJNICÍ

Reakční síla F_E , zjištěna v kapitole 5.1, je výsledkem dvojrozměrné úlohy. Skutečné zatížení jedné nápravy je však poloviční. Při výpočtu kontaktního tlaku je ještě tato poloviční síla rozdělena, kvůli rovnoměrnému rozložení mezi obě kola nápravy (viz obrázek 5.7).



Obr. 5.7 Schéma skutečného zatížení náprav

Při kontrole kol náprav a kolejnic je využito Hertzovy teorie kontaktního tlaku pro odvalování válce po ploché kolejnici [9]. Kola i kolejnice jsou vyrobeny ze stejného materiálu (ocel 11 523), mez pevnosti v kontaktním tlaku je tak stejná pro obě dotýkající se součásti.

$$\sigma_{HP} = 0,418 \cdot \sqrt{\frac{F_E \cdot E}{4 \cdot b_{kP} \cdot R_{kP}}} \quad (69)$$

$$\sigma_{HP} = 0,418 \cdot \sqrt{\frac{149231,3 \cdot 210 \cdot 10^3}{4 \cdot 40 \cdot 75}}$$

$$\sigma_{HP} = 675,5 \text{ MPa} < \sigma_{Hd(11\ 523)} = 1420 \text{ MPa} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

Kde: E	Youngův modul pružnosti	[MPa]
b_{kP}	účinná kontaktní šířka kola a kolejnice	[mm]
$\sigma_{Hd(11\ 523)}$	maximální dovolený Hertzův tlak	[MPa]

5.7 PEVNOSTNÍ VÝPOČET ČEPU KOLA

Obdobně jako u předchozího výpočtu, také na čep kola působí čtvrtinová síla nápravy. Čep je vzhledem ke geometrii a charakteru zatěžování kontrolován na střih a otláčení bočnic.



Napětí ve střihu

$$\tau_{kP} = \frac{F_E}{4 \cdot S_{kP}} = \frac{F_E}{4 \cdot \pi \cdot r_{kP}^2} \quad (70)$$

$$\tau_{kP} = \frac{149231,3}{4 \cdot \pi \cdot 25^2}$$

$$\tau_{kP} = 19 \text{ MPa} < \tau_{d(15\ 142)} = 187,6 \text{ MPa} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

Kde: S_{kP} plocha průřezu čepu pojížděcího kola [MPa]

Otlačení bočnice

$$p_{kP} = \frac{F_E}{4 \cdot r_{kp} \cdot b_P} \quad (71)$$

$$p_{kP} = \frac{149231,3}{4 \cdot 25 \cdot 24}$$

$$p_{kP} = 62 \text{ MPa} < \sigma_{d(11\ 373)} = 112,5 \text{ MPa} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

Kde: b_P celková šířka bočnic podvozku pojezdu [MPa]

5.8 PEVNOSTNÍ VÝPOČET ČEPU NÁPRAVY

Hlavní čep pojezdu má větší průměr než čep pojezdového kola. Bočnice jsou s tímto čepem spojeny pomocí koutového svaru. Spoj má tedy lepší parametry v otlačení než v případě čepu pojezdového kola. Proto se předpokládá, že i přes větší zatížení, bočnice přenesou vyvolaný tlak bez poškození. Zbývá už jen překontrolovat čep na únosnost ve střihu.

$$\tau_{pP} = \frac{F_E}{2 \cdot S_{pP}} = \frac{2 \cdot F_E}{\pi \cdot d_{pP}^2} \quad (72)$$

$$\tau_{pP} = \frac{2 \cdot 149231,3}{\pi \cdot 100^2}$$

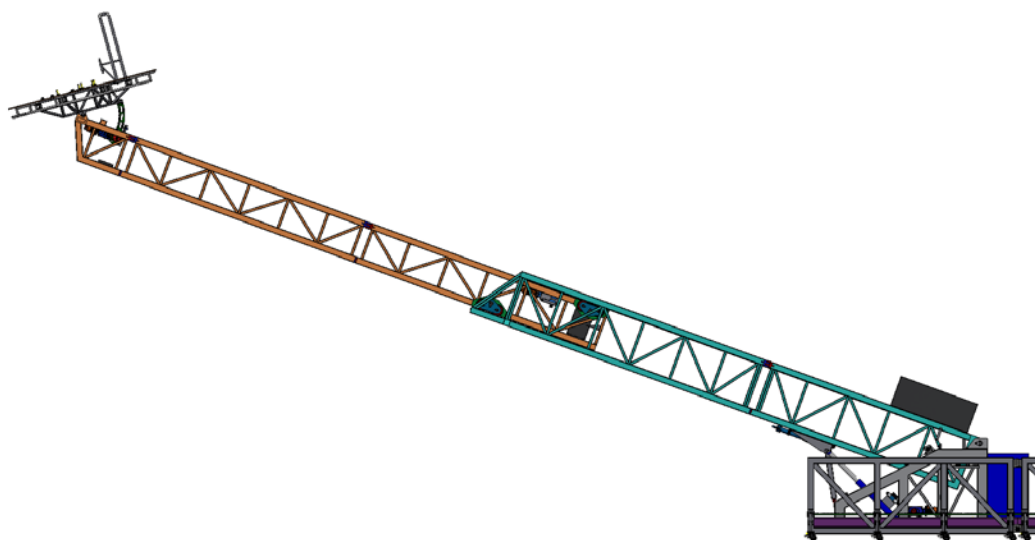
$$\tau_{pP} = 9,5 \text{ MPa} < \tau_{d(11\ 523)} = 91 \text{ MPa} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

V této kapitole byl postupně proveden rozbor konstrukčního řešení pojíždění vozu, byly zjištěny síly zatěžující celý systém, zvolena vhodná převodovka s motorem a nakonec byly provedeny pevnostní výpočty všech důležitých součástí. Pohon pojíždění byl navržen s ohledem na jednoduchost a s tím související nízké náklady. Při zkoušce funkčnosti byl prokázán bezproblémový chod.



6 VYSOUVÁNÍ VÝLOŽNÍKU

Posledním pohybem je pohyb, kdy dochází k přesunu pohyblivě uloženého výložníku v rameni. Přímočarý pohyb výložníku je 7,5 metrů dlouhý a pohybuje se rychlostí $0,2 \text{ m.s}^{-1}$. Dojde tak nejen k prodloužení ramene a tím k transportu bubeníka nad diváky, ale také ke zvětšení celkové výšky plošiny ze šesti na skoro devět metrů. Jako jediný nemá tento pohyb žádnou mezi polohu, protože během koncertu tato situace nenastane.

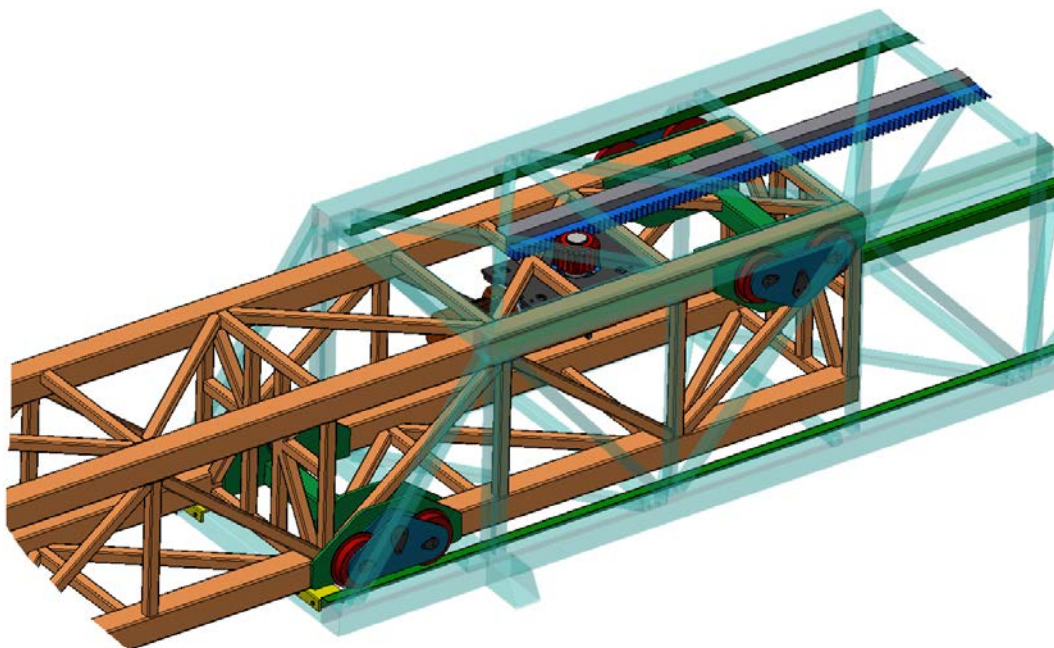


Obr. 6.1 Koncové polohy všech pohybů

Vysunutí výložníku je povoleno pouze v maximálním zdvihu ramene. Kvůli plynulosti přechodu jednotlivých pohybů je začátek vysouvání přesunut před dosažení maximálního zdvihu ramene, avšak podstatná část vysouvání nastává v maximálním zdvihu. Stav, kdy je rameno níž než v maximální poloze, není vyšetřován. Na obrázku 6.1 jsou znázorněny všechny zmíněné pohyby zvedací a posuvné plošiny v koncových polohách.

6.1 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ VYSOUVÁNÍ

Na obrázku 6.2 je znázorněno konstrukční řešení daného problému. Přímočarý pohyb výložníku je řešen obdobným způsobem jako při pojíždění. S tím rozdílem, že ozubený hřeben a kolo jsou zastoupeny pouze jednou a jsou jinak přichyceny k rámu. Hřeben je našroubován na L profil, který je svařen s horními příčkami ocelové konstrukce ramene. Pohyblivým členem je výložník, který ve svém vnitřku skrývá celý pohon, obsahující ozubené kolo. Ve výložníku jsou také připraveny prvky pro uchycení náprav, jejichž kola se odvalují po vnějších stranách podélných nosníků ramene. Z důvodu velkého tlaku vzniklého při odvalování kol, jsou stěny těchto nosníků vyztuženy pomocí dlouhých L profilů, které zvětší tloušťku stěny nosníku ze čtyř na celkových devět milimetrů. Na konci ramene jsou umístěny dosedací plasty, které vymezují vůli mezi ramenem a výložníkem v parkovací poloze.



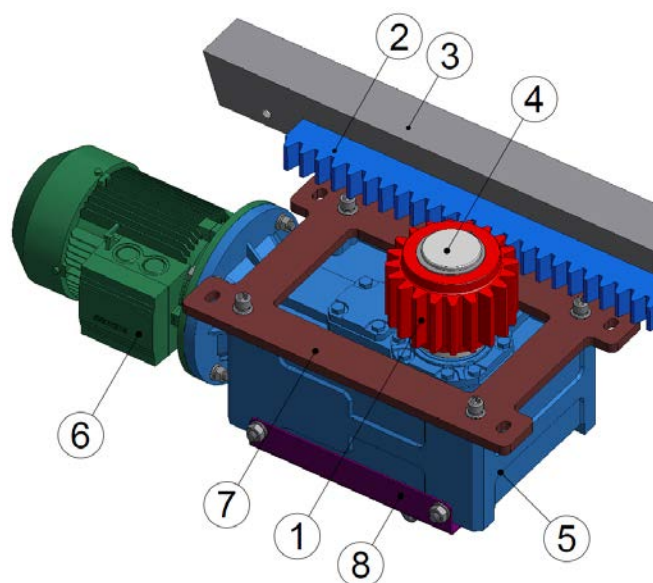
Obr. 6.2 Konstrukce výsuvu výložníku

Na obrázku 6.3 je znázorněno detailní řešení pohonu vysouvacího mechanismu. Hnacím prvkem celého systému je trojfázový asynchronní motor na krátko – 6 značky Siemens se jmenovitým výkonem $P_p = 3 \text{ kW}$ při jmenovitých otáčkách $n_{IP} = 1420 \text{ min}^{-1}$. Technické specifikace motoru s kódovým označením 1LA7 107L-4AA jsou k dispozici v katalogu výrobce [5]. Motor je oproti předchozím případům opatřen zdvojenou tichou divadelní brzdou značky Precima vybavenou pákami ručního odbrzdění, pro případ manuálního zásahu. Zvedání zátěže je brzděno dvěma brzdami, je tak splněna podmínka bezpečnosti zmíněná v kapitole 4.1. Na hřídeli motoru je rovněž nasazen snímač rychlosti, který společně se snímačem polohy umístěným na výstupní hřídeli převodovky – 4 tvoří zpětnou vazbu pro řízení vysouvání. Motor je zbaven ventilátoru, který není pro danou aplikaci nutný.

Přenos výkonu mezi motorem – 6 a ozubeným kolem – 1 je zajištěn pomocí tří hřídelové kuželočelní převodovky – 5 od společnosti Tramec. V katalogu výrobce ji lze nalézt pod označením TC140C250. Z toho názvu lze vyčíst, že se jedná o převodovku s přírubou na straně se vstupní hřídelí a její převodový poměr $i_v = 50$. Převodovka je vybavena dutou hřídelí ústící ze dvou stran, do které je možné vložit hřídel vlastní výroby – 4.

Mezi převodovku a rám výložníku je vložena deska – 7, která je spojovacím článkem těchto dvou prvků. Tato součást je vyrobena z materiálu 11 375, protože není namáhána velkým zatížením. Do desky jsou vyvrtány otvory pro šrouby, kterými je převodovka připevněna. Dále jsou v desce laserem vypáleny drážky pro šrouby, prostřednictvím kterých je deska i s celým pohonem připevněna k rámu výložníku. Pomocí těchto drážek je možné nastavit polohu pastorku vůči ozubenému hřebenu, tak aby byl zabezpečen optimální záběr ozubení.

Masivní rozměry ozubeného mechanismu, především kola, jsou dány jeho předešlým použitím. Za účelem snížení nákladů je mechanismus propůjčen z nově vznikajícího divadla v Plzni, kde slouží jako náhradní díl v zařízení pro zvedání sekundárního divadelního stolu. Ozubení je navrženo pro nosnost 3250 kg. Standardně se tyto mechanismy používají pro zvedání stavebních a nákladních výtahů. Mechanismus je vyroben společností STROS, která je předním dodavatelem hřebenopastorkových výtahů.



Obr. 6.3 Pohon vysouvání

Nápravy jsou řešeny podobně jako u pojiždění. Zatížení je rozloženo mezi dvě kola, která se otáčejí na čepech pevně zafixovaných k bočnicím. Čepy jsou vyrobeny z materiálu 15 142, a proto nebudou být svařovány. Znehybnění je tedy řešeno pomocí šroubů a příložek (viz obrázek 6.4). Vložením kluzných pouzder mezi kola a čepy je dosaženo snížení tření. Bočnice s koly jsou nasazeny na hlavní čep nápravy a pevně s ním spojeny. Druhý konec čepu je vsazen do připraveného oka svařeného s výložníkem. Otočné spojení nápravy s výložníkem zabezpečuje rovnoměrný kontakt všech kladek s vnitřní stranou ramene.

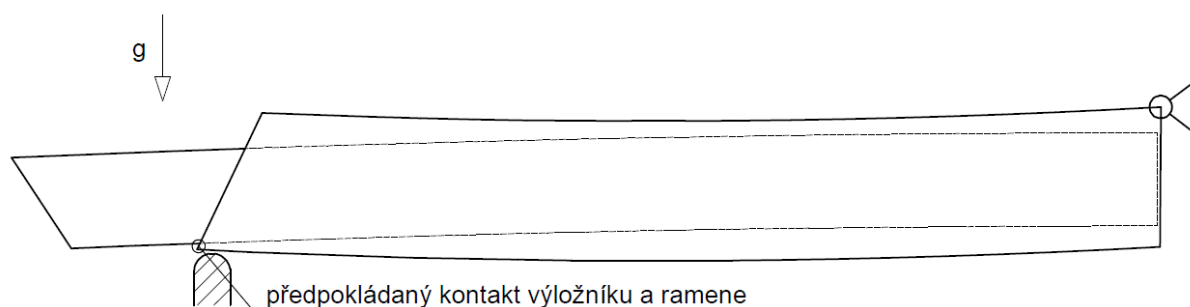


Obr. 6.4 Náprava výsuvu

Způsob zatěžování nosného rámu výložníku a především částí podílejících se na vysouvání se během provozu mění. Nejcitelnější změny nastávají ve třech základních polohách, přičemž každé z nich je věnována samostatná podkapitola.

6.2 PARKOVACÍ POLOHA VÝLOŽNÍKU

Prvním případem je stav, kdy rameno leží plnou vahou na mechanických dorazech umístěných na rámu kolejíště (viz obrázek 2.3). Předpokládá se, že v této poloze dojde k situaci znázorněné na obrázku 6.5, kde jsou maximální průhyby obou rámů navzájem posunuty. V případě výložníku je průhyb nejznatelnější na jeho volném konci, zatímco u ramene se maximální průhyb nachází zhruba uprostřed. Součtem obou prohnutí dojde ke zmenšení mezery nebo dokonce k dosednutí výložníku na vnitřní stranu pevného ramene v místě, které je označeno na obrázku 6.5.



Obr. 6.5 Průhyb v parkovací poloze

Předpokládaný průhyb výložníku i ramene byl skutečně potvrzen při provozu zařízení. Mezi výložník a spodní stranu ramene jsou umístěny plastové dorazy (viz obrázek 6.6), které vymezují vzniklou vůli. Výsledná tloušťka dorazů je stanovena na základě pozorování získaných během montáže a zkoušení reálného zařízení.

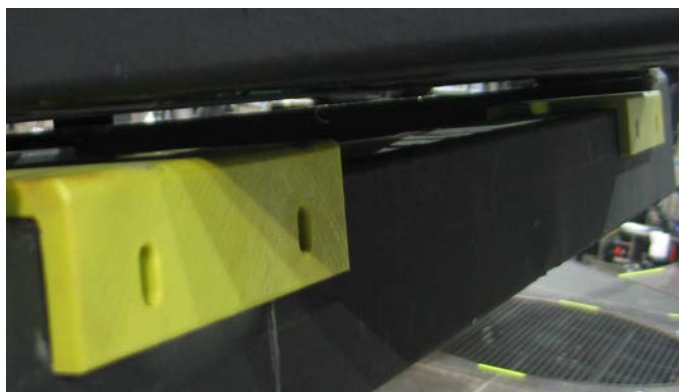


Obr. 6.6 Plastový doraz v parkovací poloze

V této poloze, která je zároveň parkovací, se zařízení vyskytuje nejvíce. Proto je důležité, aby byl zaručen klidový stav, při kterém nedochází ke zbytečnému chvění. Přidáním plastových dorazů tak dojde kromě zamezení nežádoucího pohybu také k částečnému odlehčení obou náprav.

6.3 STAV VÝLOŽNÍKU TĚSNĚ PO OPUŠTĚNÍ PARKOVACÍ POLOHY

V okamžiku, kdy je rameno nadlehčováno hydraulickými válci se nejvzdálenější část ramene začne prohýbat vlastní vahou. Maximální průhyby výložníku a ramene jsou tak soustředěny na jejich volných koncích. Mezi plastovými dorazy a spodní stranou výložníku se začne objevovat mezera, která je maximální v okamžiku, kdy rameno opustí mechanický doraz (viz obrázek 6.7).

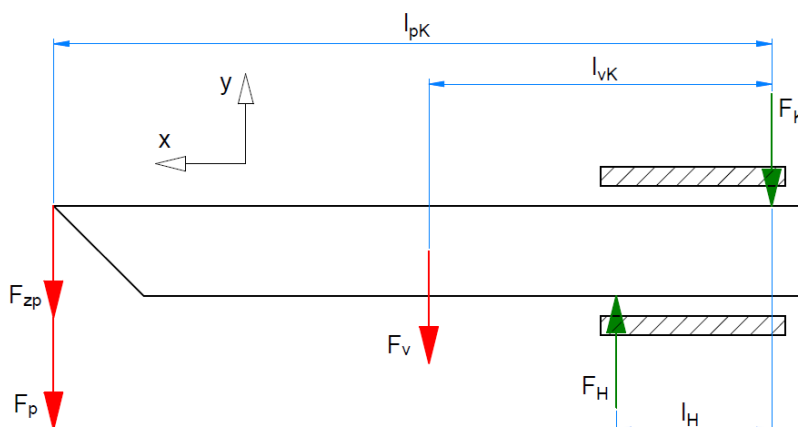


Obr. 6.7 Dosedý mimo parkovací polohu

Celá váha výložníku a dalších zatížení tak spočine na obou nápravách. Od této chvíle může vlivem změny systému podpor dojít ke kmitání plošiny s bubeníkem.

6.3.1 ROZLOŽENÍ SIL NA RÁMU VÝLOŽNÍKU

Největší zatížení náprav nastane v situaci, kdy je rameno nejbližší vodorovné poloze a zároveň je mezera mezi výložníkem a ramenem největší. Pro usnadnění výpočtu se má za to, že úhel zvedání α_Z je nulový. Na obrázku 6.8 je pak znázorněno silové schéma, kde výložník zaujímá vodorovnou pozici.



Obr. 6.8 Horizontální silové schéma výložníku

Kontakt výložníku s ramenem prostřednictvím přední a zadní nápravy je nahrazen silovými účinky v obrázku označenými jako F_H a F_K . Vzdálenost mezi těmito silami je stejná jako vzdálenost reálných náprav.



$$F_H = \frac{F_{zp} \cdot l_{pV} + F_p \cdot l_{pV} + F_v \cdot l_{vV}}{l_H} \quad (73)$$

$$F_H = \frac{3433,5 \cdot 10,7 + 2452,5 \cdot 10,7 + 17628,6 \cdot 4,4}{1,9}$$

$$F_H = 73972 \text{ N}$$

Kde: l_{pV} vzdálenost působíště síly F_p a F_{zp} od podpory K [m]

l_{vV} vzdálenost působíště síly F_v od podpory K [m]

l_H vzdálenost působíště reakce F_E od podpory K [m]

$$F_K = F_H - F_{zp} - F_p - F_v \quad (74)$$

$$F_K = 73972 - 3433,5 - 2452,5 - 17628,6$$

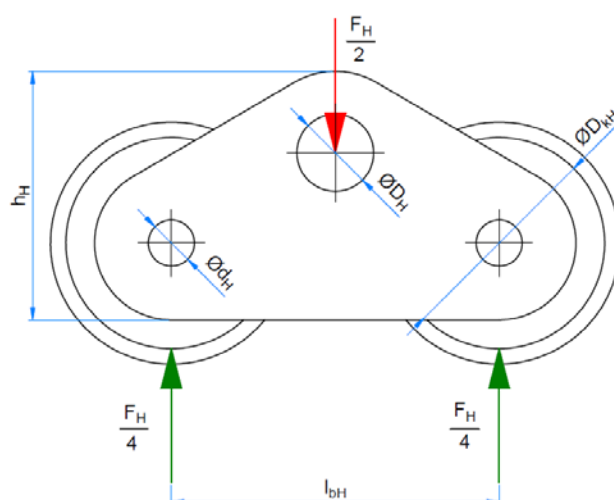
$$F_K = 50457 \text{ N}$$

Kde: F_H reakce v podpoře H [N]

Výše zmíněné výpočty poukazují na to, že nejvíce jsou zatěžovány přední nápravy. V dalších výpočtech zmíněný v této podkapitole je za maximální zatížení dosazována síla F_H .

6.3.2 KONTAKTNÍ TLAK MEZI KOLEM A VÝZTUHOU

Výše zmíněné síly jsou výsledky dvojrozměrné úlohy, kde je zatížení rozloženo pouze mezi jednou přední a jednou zadní nápravou. Ve skutečnosti je zatížení jedné nápravy vždy poloviční. Při výpočtu kontaktního tlaku je ještě tato poloviční síla rozdělena, kvůli rovnoměrnému rozložení na obě kola nápravy (viz obrázek 6.9).



Obr. 6.9 Zatížení nápravy vysouvání



Při kontrole kol náprav a výztuh je využito Hertzovy teorie kontaktního tlaku pro odvalování válce po ploché kolejnici [9]. Materiál, z něhož je vyrobena výztuha má v porovnání s materiálem kola menší dovolené napětí v kontaktním tlaku. Pro výpočet je tedy zvolena mezní hodnota kontaktního tlaku výztuhy.

$$\sigma_{HV} = 0,418 \cdot \sqrt{\frac{F_H \cdot E}{4 \cdot b_{kV} \cdot R_{kV}}} \quad (75)$$

$$\sigma_{HV} = 0,418 \cdot \sqrt{\frac{73972 \cdot 210 \cdot 10^3}{4 \cdot 23 \cdot 100}}$$

$$\sigma_{HV} = 543 \text{ MPa} < \sigma_{Hd(11\ 375)} = 1022 \text{ MPa} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

Kde:	b_{kV}	účinná kontaktní šířka kola a kolejnice	[mm]
	R_{kV}	poloměr pojezdového kola	[mm]
	$\sigma_{Hd(11\ 375)}$	maximální dovolený Hertzův tlak	[MPa]

6.3.3 KONTROLNÍ VÝPOČET ČEPU KOLA

Obdobně jako u předchozího výpočtu, také na čep kola působí čtvrtinová síla nápravy. Čep je vzhledem ke geometrii a charakteru zatěžování kontrolován na stříh a otlačení bočnic.

Napětí ve stříhu

$$\tau_{kV} = \frac{F_H}{4 \cdot S_{kV}} = \frac{F_H}{4 \cdot \pi \cdot r_{kV}^2} \quad (76)$$

$$\tau_{kV} = \frac{73972}{4 \cdot \pi \cdot 22,5^2}$$

$$\tau_{kV} = 12 \text{ MPa} < \tau_{d(15\ 142)} = 187,6 \text{ MPa} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

Kde:	S_{kV}	plocha průřezu čepu pojezdčího kola	[mm ²]
	$\tau_{d(15\ 142)}$	dovolené napětí pro jmenovitý rozměr 40 až 63 mm	[MPa]

Otlačení bočnice

$$p_{kV} = \frac{F_H}{4 \cdot r_{kV} \cdot b_V} \quad (77)$$

$$p_{kV} = \frac{73972}{4 \cdot 22,5 \cdot 20}$$



$$p_{kV} = 41 \text{ MPa} < \sigma_{d(11\ 375)} = 108 \text{ MPa} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

Kde: b_P celková šířka bočnic podvozku vysouvání [mm]

$\sigma_{d(11\ 375)}$ dovolené napětí pro jmenovitý rozměr 40 až 100 mm [MPa]

Oba kontrolní výpočty čepu kola vycházejí pozitivně. Jeho rozměry a materiál jsou tedy navrženy správně.

6.3.4 KONTROLNÍ VÝPOČET ČEPU NÁPRAVY

Čep pojezdu má větší průměr než čep pojezdového kola. Bočnice jsou s tímto čepem spojeny pomocí koutového svaru. Spoj má tedy lepší parametry v otlacení než v případě čepu pojezdového kola. Proto se předpokládá, že i přes větší zatížení, bočnice přenesou vyvolaný tlak bez poškození. Zbývá tedy překontrolovat čep na střih.

Únosnost čepu pojezdu ve střihu

$$\tau_{pV} = \frac{F_H}{2 \cdot S_{pV}} = \frac{2 \cdot F_H}{\pi \cdot d_{pV}^2} \quad (78)$$

$$\tau_{pV} = \frac{2 \cdot 73972}{\pi \cdot 80^2}$$

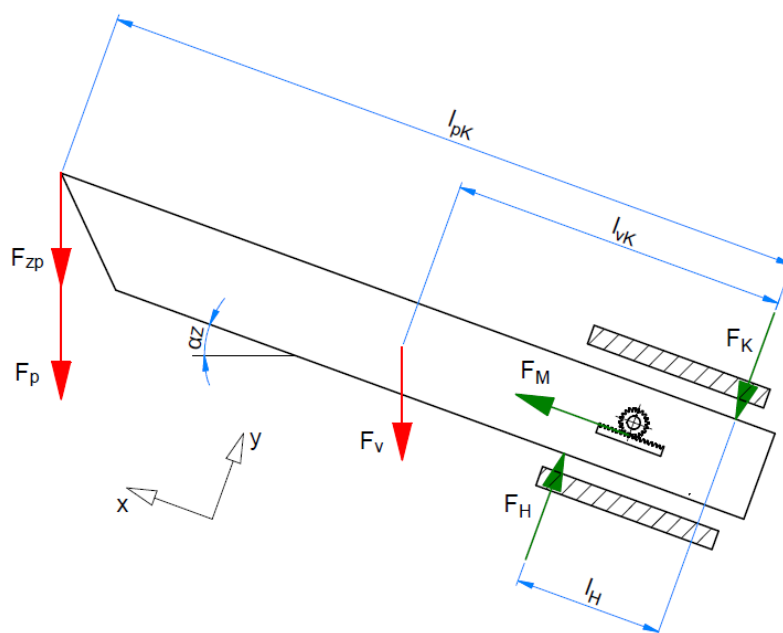
$$\tau_{pV} = 7,4 \text{ MPa} < \tau_{d(11\ 523)} = 91 \text{ MPa} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

Stejně tak jako všechny součásti z minulé v této podkapitole i čep nápravy je navržen s dostatečnou rezervou.

6.4 PRACOVNÍ POLOHA VÝLOŽNÍKU

Ozubené kolo, které se opírá o zuby hřebenu, zachycuje zatížení způsobené tíhovými silami. V tomto případě platí, že čím výše je rameno zvednuto ($\alpha_z = 20^\circ$) tím větší zatížení působí proti pohybu vysouvání a na zuby mechanismu. Jinými slovy, složky tíhových sil působící proti pohybu vysouvání se zvětšují s rostoucím úhlem zvedání α_z . Část tíhové síly je tedy zachycována ozubením. Silové schéma výložníku je znázorněno na obrázku 6.10.

Během provozu zařízení však nastává situace, kdy se výložník začne vysouvat před dosažením maximálního zdvihu ramene ($\alpha_z = 20^\circ$). Toto platí pouze pro krátký časový úsek. Předpokládá se tedy, že vysouvání probíhá jen při zvednutém rameni. Vysouvání je v průběhu zvedání ramene spuštěno kvůli plynulé návaznosti jednotlivých pohybů. Pro divákově oko je plynulý přechod mnohem příjemnější, než kdyby byly jednotlivé pohyby odděleny. Výsledný chod zařízení by působil trhaným dojmem, a proto je před dosažením maximálního zdvihu ramene spuštěno vysouvání.



Obr. 6.10 Nakloněné silové schéma vysouvání

Reakční síla F_M zachycující složky ve směru osy x :

$$F_M = \sin(\alpha_Z) \cdot (F_{zp} + F_p + F_v) \quad (79)$$

$$F_M = \sin(20^\circ) \cdot (3433,5 + 2452,5 + 17628,6)$$

$$F_M = 8042 \text{ N}$$

Velikosti reakčních sil působících na kola podvozků jsou úhlem zdvihu také ovlivňovány. Oproti předchozímu případu jsou se zvětšujícím se zdvihem menší. Podvozky jsou tak v horní poloze zdvihu zatěžovány méně než ve vodorovné poloze a vyvolávají tak menší pasívní odpory.

Reakční síla F_H při maximálním zdvihu ramene ($\alpha_z = 20^\circ$):

$$F_{H(20)} = \frac{\cos(\alpha_Z) \cdot (F_{zp} \cdot l_{pV} + F_p \cdot l_{pV} + F_v \cdot l_{vV})}{l_H} \quad (80)$$

$$F_{H(20)} = \frac{\cos(20) \cdot (3433,5 \cdot 10,7 + 2452,5 \cdot 10,7 + 17628,6 \cdot 4,4)}{1,9}$$

$$F_{H(20)} = 69511 \text{ N}$$

Reakční síla F_K při maximálním zdvihu ramene ($\alpha_z = 20^\circ$):

$$F_{K(20)} = F_{H(20)} - \cos(\alpha_Z) \cdot (F_{zp} + F_p + F_v) \quad (81)$$

$$F_{K(20)} = 69511 - \cos(20) \cdot (3433,5 + 2452,5 + 17628,6)$$



$$F_{K(20)} = 47415 \text{ N}$$

Kde: $F_{H(20)}$ reakce v podpoře H ($\alpha_z = 20^\circ$) [N]

Výsledný pojezdový odpor se tedy skládá z odporu proti zvedání a z pasivních odporů vznikajících v nápravách při odvalování kol a tření čepů. Odpor proti zvedání je reprezentován silou F_M . Na pasivních odporech se zase podílí reakční síly F_H a F_K . Vše je tak shrnuto do následujícího výpočtu pojezdového odporu, který je zároveň tečnou silou působící na zuby ozubeného mechanismu.

$$F_{tV} = F_M + \frac{(F_{H(20)} + F_{K(20)}) \cdot (\xi_v + r_{kV} \cdot f_{kp})}{R_{kV}} \quad (82)$$

$$F_{tV} = 8042 + \frac{(69511 + 47415) \cdot (0,00006 + 0,0225 \cdot 0,08)}{0,1}$$

$$F_{tV} = 10217 \text{ N}$$

Kde: F_M reakční síla F_M zachycující složky ve směru osy x [N]

$F_{K(20)}$ reakční síla F_K při maximálním zdvihu ramene [N]

Radiální síla působící na zuby ozubeného mechanismu

$$F_{rV} = F_{tV} \cdot \tan \alpha_{ez} \quad (83)$$

$$F_{rV} = 7319,8 \cdot \tan 20^\circ$$

$$F_{rV} = 3719 \text{ N}$$

Kde: F_{tV} tečná složka síly působící v ozubení [N]

6.4.1 VOLBA PŘEVODOVKY

Požadovaná rychlost vysouvání výložníku $v'_V = 0,2 \text{ m.s}^{-1}$ je stanovena tak aby byly splněny představy scénografa a také aby bylo především zaručeno pohodlí důležité pro hru na bicí nástroje. Z této rychlosti jsou stanoveny požadované otáčky výstupní hřídele, podle kterých je zvolena vhodná převodovka. Zvolený mechanismus vysouvání využívá ozubeného hřebenu a pastorku pro transformaci rotačního pohybu na pohyb přímočarý. Převodový poměr tohoto ústrojí je roven jedné. Rychlost vysouvání výložníku je proto rovna obvodové rychlosti pastorku na jeho roztečné kružnici.

$$n'_{2V} = \frac{v'_V}{\pi \cdot D_V} \quad (84)$$

$$n'_{2V} = \frac{0,2}{\pi \cdot 0,16}$$



$$n_{2V} = 0,4 \text{ s}^{-1} = 24 \text{ min}^{-1}$$

Kde: v_V požadovaná rychlost vysouvání [m.s⁻¹]

D_V průměr roztečné kružnice pastorku [m]

Na základě návrhových otáček je zvolena převodovka TC140B se skutečnými otáčkami, které jsou nejbližší vyšší k těm návrhovým [4].

- Skutečné otáčky výstupní hřídele převodovky $n_{2P} = 28 \text{ min}^{-1}$
- Maximální přípustný krouticí moment $T_{2P} = 1789 \text{ Nm}$
- Maximální přípustný výkon $P_{Pmax} = 5,5 \text{ kW}$

Později je možné skutečné otáčky hřídele pozměnit na požadované pomocí frekvenčního měniče. Přesto jsou v další části výpočtu použity skutečné jmenovité otáčky výstupní hřídele převodovky, kvůli stanovení maximálního dosažitelného výkonu elektromotoru.

$$v_V = \pi \cdot D_V \cdot n_{2V} \quad (85)$$

$$v_V = \pi \cdot 0,16 \cdot \frac{28}{60}$$

$$v_V = 0,23 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Kde: n_{2V} skutečné otáčky výstupní hřídele převodovky [s⁻¹]

Čas, při kterém je výložník schopen urazit požadovanou vzdálenost ($l_V = 7,5 \text{ m}$), je stanoven z následujícího vztahu:

$$t_V = \frac{l_V}{v_V} \quad (86)$$

$$t_V = \frac{7,5}{0,23}$$

$$t_V = 33 \text{ s}$$

Kde: v_V skutečná rychlost vysouvání [m.s⁻¹]

l_V délka pojíždění [m]

Výsledný čas vysouvání je pouze orientační hodnotou, protože rychlost vysouvání je pouze rychlostí průměrnou nikoli okamžitou. Pro zjištění skutečného času je nutné do výpočtu zahrnout náběhovou a doběhovou rampu, které jsou nastaveny až při uvádění zařízení do provozu.



6.4.2 NÁVRH POHONU

Pro stanovení potřebného výkonu elektromotoru je na základě výše zjištěných hodnot určen krouticí moment na výstupní hřídeli převodovky. Do tečné složky síly F_{tV} jsou zahrnuty veškeré odpory vzniklé při přemísťování výložníku. Společně s výstupními otáčkami hřídele lze stanovit potřebný výkon.

$$M_{kV} = F_{tV} \cdot \frac{D_V}{2} \quad (87)$$

$$M_{kV} = 10217 \cdot \frac{0,16}{2}$$

$$M_{kV} = 817 \text{ Nm} < T_{2V} = 1789 \text{ Nm} \Rightarrow \text{vyhovující}$$

Požadovaný výkon motoru potřebný pro překonání tíhových sil a pasivních odporů se ještě zvýšen o hodnotu účinnosti převodovky.

$$P'_V = \frac{M_{kV} \cdot 2\pi \cdot n_{2V}}{\eta_p} \quad (88)$$

$$P'_V = \frac{817 \cdot 2\pi \cdot \frac{28}{60}}{0,93}$$

$$P'_V = 2576 \text{ W}$$

Kde: M_{kV} krouticí moment na výstupní hřídeli převodovky [Nm]

Elektromotory se s požadovaným výkonem nevyrábí, proto byl z katalogu výrobce zvolen elektromotor s nejbližším vyšším jmenovitým výkonem $P_V = 3 \text{ kW}$, který nepřesahuje maximální dovolený výkon převodovky [5].

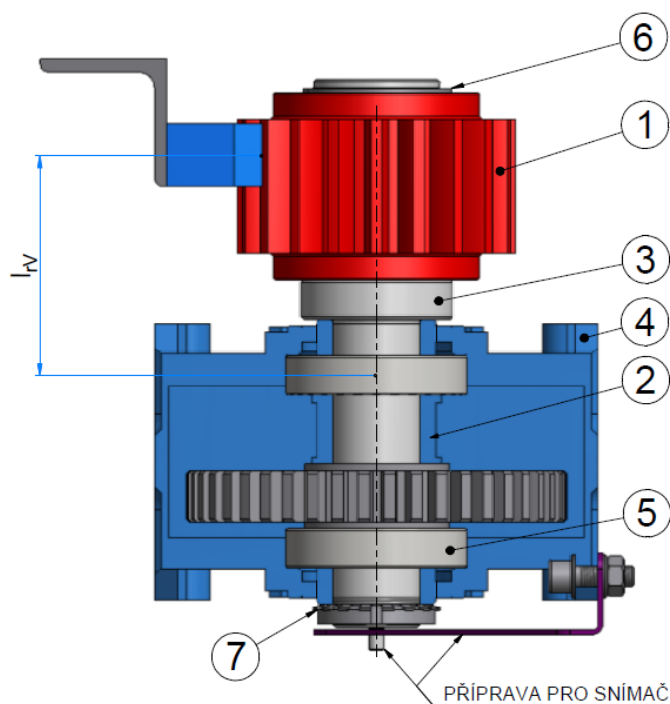
6.4.3 ÚNOSNOST ZUBŮ PASTORKU

Jak je popsáno na začátku této kapitoly, ozubený mechanismus používaný pro změnu polohy výložníku je propůjčen z již existujícího zařízení, kde slouží jako náhradní díl v případě poškození stávajících dílů. Toto přispění vede k odlehčení finanční zátěže. Mechanismus je hlavně schopen zvedat mnohem větší zátěž, než je v případě výložníku. Z tohoto důvodu není nutné provádět analýzu únosnosti zubu v ohybu podle Lewise, jak tomu bylo v předchozích kapitolách.

6.4.4 PEVNOSTNÍ VÝPOČET VÝSTUPNÍHO HŘÍDELE PŘEVODOVKY

Výstupní hřídel – 3 je uložena přímo v duté hřídeli převodovky – 2, přes kterou je zatížení přenášeno na ložiska – 5 uchycená ke skříni převodovky – 4. Přenos krouticího momentu je zajištěn pomocí těsného pera vloženého mezi dutou a výstupní hřídel. Axiálnímu posunu je zamezeno z jedné strany osazením a z druhé strany KM maticí – 7. Takto navzájem propojené hřídele jsou schopny bezpečně přenést výkon na zuby ozubeného mechanismu. Ozubené

kolo – 1 je na hřídeli ustaveno obdobně, avšak místo KM matice je proti axiálnímu posunu využito pojistného kroužku – 6. Druhý konec hřídele je pak využit pro připojení absolutního snímače polohy.



Obr. 6.11 Detail hřídele vysouvání

Hřídele převodovek jsou zpravidla zatěžovány kombinací různých druhů namáhání. V případě zkoumané hřídele tomu není jinak. Proto se zde počítá s redukovaným namáháním hřídele, ve kterém je zahrnut ohyb od radiální síly a krut od síly tečné.

Napětí v ohybu

$$\sigma_{oV} = \frac{M_{oV}}{W_{oV}} = \frac{32 \cdot F_{rV} \cdot l_{rV}}{\pi \cdot d_V^3} \quad (89)$$

$$\sigma_{oV} = \frac{32 \cdot 3719 \cdot 88}{\pi \cdot 55^3}$$

$$\sigma_{oV} = 20 \text{ MPa}$$

Kde:	F_{rV}	radiální síla působící v ozubení	[N]
	l_{rV}	vzdálenost pastorku od převodové skříně	[mm]
	d_V	průměr hřídele převodovky [4]	[mm]

Napětí v krutu



$$\tau_{kV} = \frac{M_{kV}}{W_{kV}} = \frac{16 \cdot F_{tV} \cdot R_{pV}}{\pi \cdot d_V^3} \quad (90)$$

$$\tau_{kV} = \frac{16 \cdot 10217 \cdot 80}{\pi \cdot 55^3}$$

$$\tau_{kV} = 25 \text{ MPa}$$

Kde: R_{pV} poloměr roztečné kružnice pastorku [mm]

Redukované napětí

$$\sigma_{redV} = \sqrt{\sigma_{oV}^2 + 3 \cdot \tau_{kV}^2} \quad (91)$$

$$\sigma_{redV} = \sqrt{20^2 + 3 \cdot 25^2}$$

$$\sigma_{redV} = 48 \text{ MPa} < \sigma_{d(11\ 532)} = 168 \text{ MPa} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

Kde: σ_{oV} maximální napětí v ohybu hřídele převodovky [MPa]

τ_{kV} maximální napětí v krutu hřídele převodovky [MPa]

$\sigma_{d(11\ 532)}$ dovolené napětí pro jmenovitý rozměr 40-63 mm [MPa]

Radiální síla vyvolává také reakce v ložiscích převodovky. Aby tyto reakce nepřesáhly únosnou mez, jsou kontrolovány podle výpočtu zmíněného v katalogu výrobce [4]. Výpočet spočívá ve vynásobení tečné síly součinitelem způsobu přenosu kroutícího momentu K_R a následným porovnáním takto upravené radiální síly s tabulkovými hodnotami uvedenými v katalogu výrobce.

$$F_{RV} = \frac{M_{kV} \cdot K_R}{D_{pV}} \quad (92)$$

$$F_{RV} = \frac{817 \cdot 2500}{160}$$

$$F_{RV} = 12766 \text{ N} < F_{r2V} = 17000 \text{ N} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

Kde: F_{RV} radiální síla stanovená podle výrobce [N]

F_{r2V} tabulková hodnota dovolené radiální síly [N]

Výsledná hodnota radiální síly je menší než dovolená radiální síla. Převodovka je vyhovující a může být použita pro zamýšlenou aplikaci.

6.5 ZAMEZENÍ KMITÁNÍ A PRŮHYBU VÝLOŽNÍKU V ZASUNUTÉ POLOZE

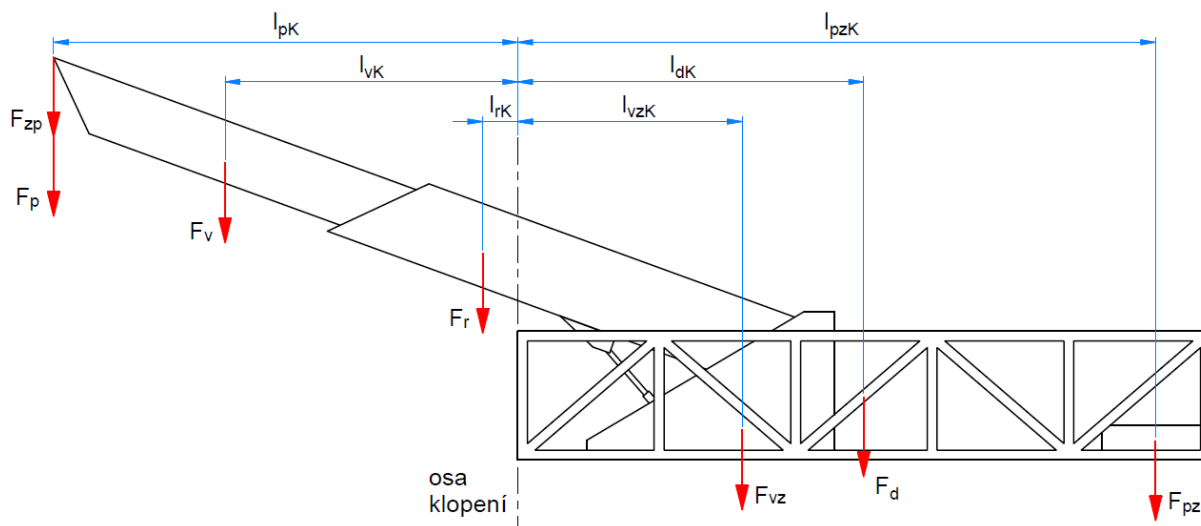


Vzhledem k způsobu zatěžování a míře vyložení ramene i výložníku lze během provozu očekávat vibrace. V tomto případě je budičem vibrací bubeník hrající na bicí nástroje. Frekvence budících sil se během hraní často mění a případné kmitání lze označit jako neharmonické. Tento nepříznivý stav se dá vyřešit návrhem vhodného tlumeného dynamického tlumiče, který je schopen postihnout případné změny ve frekvenci budící síly. Návrh toho tlumiče i analýza budící frekvence však vyžaduje důkladnější rozbor, který se pro návrh zařízení podobného charakteru nevyplatí uskutečnit. Navíc není jisté, jestli by navržený tlumič fungoval správně. Pokud by však během zkoušení zařízení docházelo k nebezpečným výchylkám, je možné změnit vlastní frekvenci konstrukce například pomocí přidavného závaží.

Během tak zvané pódiové zkoušky bylo zjištěno, že kmitání je udržováno v nízkých výchylkách pohybující se v řádech desítek milimetrů. Samotný bubeník nepocíťoval během hraní žádné vibrace a to ani v režimu plného vytažení. Ukázalo se tedy, že konstrukce je dostatečně tuhá a není potřeba ji opatřovat jakýmkoli tlumičem vibrací.

7 KRITÉRIUM STABILITY KONSTRUKCE

Vzhledem k míře vyložení v koncové poloze a k charakteru zatěžování plošiny, se může zařízení jevit jako náchylné na překlpení. Z tohoto důvodu se provádí analýza stability konstrukce, která je popsána v normě zabývající se problematikou pojízdných pracovních plošin [3]. Vlivem dynamických účinků vzniklých zejména při hraní na bicí nástroje, lze podle výše zmíněné normy zařadit zvedací a posuvnou plošinu do skupiny strojů se zvýšeným kritériem stability. Hodnota statického užitečného zatížení tak vzroste o padesát procent.



Obr. 7.1 Kritérium stability konstrukce

Osa klopení neboli klopná hrana se dá charakterizovat jako přímka rovnoběžná s příčnou osou plošiny, přes kterou by se stroj mohl převrhnout. Jak je znázorněno na obrázku 7.1, klopná osa se nachází v místě přední hrany kolejiště. Statické užitečné zatížení včetně tíhových sil vyskytujících se nalevo od osy klopení zjevně přispívají k převrnutí plošiny, účinky těchto sil jsou souhrnně nazývány klopným momentem.

$$M_K = 1,5 \cdot F_{zp} \cdot l_{pK} + F_p \cdot l_{pK} + F_v \cdot l_{vK} + F_r \cdot l_{rK} \quad (93)$$

$$M_K = 1,5 \cdot 3434 \cdot 14,5 + 2453 \cdot 14,5 + 17678 \cdot 8,8 + 16540 \cdot 1,5$$

$$M_K = 209612 \text{ Nm}$$

Kde: l_{pK} vzdálenost těžiště plošiny od klopné osy [m]

l_{vK} vzdálenost těžiště výložníku od klopné osy [m]

l_{rK} vzdálenost těžiště ramene od klopné osy [m]

Naopak tíhové síly vyskytující se napravo od osy klopení jsou nazývány momentem stabilizujícím, protože napomáhají udržet zařízení ve stabilní poloze. Nejprve je spočítán stabilizující moment bez přidavného závaží, proto aby byla zjištěna schopnost stabilizace samotné konstrukce.



$$M_S = F_{vz} \cdot l_{vzK} + F_d \cdot l_{dK} \quad (94)$$

$$M_S = 19130 \cdot 2,5 + 39731 \cdot 6,5$$

$$M_S = 306072 \text{ Nm} > M_K = 209612 \text{ Nm}$$

Kde:	M_K	klopný moment	[Nm]
	F_d	tíhová síla kolejiště	[N]
	l_{vzK}	vzdálenost těžiště vozu od klopné osy	[m]
	l_{dK}	vzdálenost těžiště kolejiště od klopné osy	[m]

Stabilizující moment převyšuje moment klopný, to je samozřejmě žádoucí. Nicméně přidáním přibližně sta kilogramů na plošinu s bubénkem se momenty srovnají. Z hlediska bezpečnosti je tak převaha stabilizujícího momentu nedostačující. Proto je do zadní části kolejiště úmyslně umístěna přídavná hmotnost, která je kvůli převozu zařízení odnímatelná.



Obr. 7.2 Pohled na závaží seřazená v přihrádkách (vlastní foto)

Pro snadnější manipulaci je přídavná hmotnost rozdělena do menších závaží, která jsou během transportu umístěna na samostatné paletě. Při montáži jsou pak ručně vsazena do připravených přihrádek (viz obrázek 7.2). Celkem je použito 56 závaží, přičemž jedno váží přibližně 33,3 kg. Celková přídavná hmotnost m_{pz} je tedy 1865 kg.

$$M_{S+} = M_S + m_{pz} \cdot g \cdot l_{pzK} \quad (95)$$

$$M_{S+} = 306072 + 18296 \cdot 9,81 \cdot 11,1$$

$$M_{S+} = 509154 \text{ Nm} > M_K = 209612 \text{ Nm} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

Kde:	M_S	stabilizující moment bez přídavného závaží	[N]
------	-------	--	-----

Přidáním dodatečné hmotnosti se zvýšil stabilizující moment, který převyšuje moment klopný více než dvojnásobně. Konstrukce je tedy stabilní.



ZÁVĚR

V této závěrečné práci byl proveden návrh posuvné a zvedací plošiny určené pro koncertní turné hudební skupiny Lucie. Tato plošina je součástí kompletní dodávky mechanických částí mobilní scény, sloužící pro přemísťování osob za účelem vzniku vizuálního efektu při živém koncertu. Samotná posuvná a zvedací plošina je určena pro osobní transport bubeníka a jeho bicí soupravy směrem nad diváky do výšky 8,8 metrů. Před dosažením této polohy je plošina použita v méně nápadných pozicích, k jejichž nastavení dochází pomocí čtyřech základních pohybů (zvedání, naklápění, pojíždění a vysouvání). Provoz zařízení byl kvůli nepříliš častému chodu a krátkému životnímu cyklu charakterizován jako velmi lehký. Tato skutečnost je později promítnuta v celkovém návrhu a pevnostních výpočtech obsažených v pozdějších částech diplomové práce.

Ocelové konstrukce všech dílů plošiny jsou převážně vyrobeny ze dvou druhů duté konstrukční oceli, které byly v omezené míře jako sponzorský dar dodány společností Feron. To má za následek značné snížení finančních nákladů na úkor zvětšení hmotnosti celého zařízení, které musí být dostatečně tuhé kvůli pohodlí potřebné pro hru na bicí nástroje. Na základě těchto faktorů byly navrženy všechny nosné části plošiny, jejichž pevnost byla poté kontrolována odborníkem na výpočet ocelových konstrukcí. Pevnostní analýza tak není obsažena v této diplomové práci. Kvůli transportu jsou některé ocelové konstrukce rozděleny do menších snadněji přemísťitelných částí, které jsou při stavbě scény spojeny pomocí speciálních spojovacích prvků nedovolující vzájemný pohyb. Zařízení je navrženo tak aby ho bylo možno po částech přestěhovat pomocí vysokozdvížných vozíků do prostor sportovních hal.

Pro zvedání ramene bylo využito systému dvou hydraulických válců připojených k rameni a k vozu. Pro případ selhání hydrauliky je pád ramene jištěn mechanickou zárázkou rovněž ovládanou hydraulickým válcem. Všechny válce jsou propůjčeny z jiných zařízení, čímž je opět dosaženo snížení finančních nákladů. Jejich použitelnost je v obou případech kontrolována obdobně. Nejdříve byla provedena analýza pohybů válců, kde byly zjištěny jejich potřebné zdvihy a pozice. Na základě této analýzy a za pomoci silové rovnováhy byly zjištěny reakční síly působící na hydraulické válce, přičemž byla zvolena nejhorší varianta zatěžování. Na nejhorší variantu poté byly navrženy pevnostní a kontrolní výpočty strojních součástí jako jsou čepy a ozubení, vše dopadlo pozitivně. Tlak ve válcích je zprostředkován pomocí hydraulického agregátu, jehož návrh není předmětem této diplomové práce.

Naklápění plošiny je zprostředkováno pomocí elektro-mechanického pohonu používajícího pro transformaci pohybu ozubeného mechanismu. V průběhu této kapitoly jsou na základě rozboru silového rozložení a kinematiky naklápění postupně zvoleny všechny prvky pohonu, jako je převodovka, motor a čelistová brzda. Kromě návrhu pohonné jednotky jsou v této kapitole provedeny návrhové a kontrolní výpočty ozubení, čepů a hřídelí. Systém naklápění byl navržen tak aby náklady vzniklé při jeho výrobě a montáži bylo co nejnížší

V kapitole o pojíždění vozu byl postupně proveden rozbor konstrukčního řešení hřbeno-pastorkového mechanismu, byly zjištěny síly zatěžující celý systém, zvolena vhodná převodovka s motorem a nakonec byly provedeny pevnostní výpočty všech důležitých součástí. Jsou tak spočítány čepy, hřídele, ozubení a oproti naklápění také pojížděcí kola zatěžována kontaktním tlakem. Pohon pojíždění byl navržen s ohledem na jednoduchost a s tím související nízké náklady. Při zkoušce funkčnosti byl prokázán bezproblémový chod.



Vysouvání výložníku je řešeno obdobně jako pojíždění vozu. Před samotným návrhem je proveden rozpor chování výložníku a ramene ve třech polohách, ve kterých jsou součásti vysouvání jinak zatěžovány. Postupně je tak navrženo vedení pomocí náprav, jejichž kola jsou zkontrolována na kontaktní tlak. Hřebeno-pastorkový mechanismus je v tomto případě propůjčen z jiného stroje, což snižuje náklady na výrobu mechanismu. Čepy a hřídele jsou počítány obdobně jako v předchozích kapitolách. Při návrhu vysouvání vznikala obava z nežádoucího kmitání, která se však během zkoušky nepotvrdila.

Nakonec byl proveden výpočet stability celého zařízení, u kterého bylo zjištěno, že je do zadní části kolejiště nutné umístit přídavné závaží. Přidáním závaží je tak docíleno bezpečného stabilního chodu, při kterém nehrozí převrnutí přes klopnou hranu.

Každý pohyb je opatřen rozjezdovou a dojezdovou rampou, která je nastavována až při oživování zařízení. Rozjezdové časy tak nejsou během návrhu známy. Z tohoto důvodu není u elektromotorů počítána dynamika rozjíždění. Motory jsou však navrženy s poměrně velkou rezervou, které jsou schopny výkon potřebný pro rozjezd zabezpečit. V případě příliš krátké rozjezdové rampy je možné motor na krátkou dobu přetížit. Rozjezdové rampy jsou však poměrně dlouhé a k případnému přehřátí tak nemusí dojít, i když motory neobsahují ventilátory. Tyto předpoklady byly potvrzeny během pódiové zkoušky, kdy všechny pohony pracovali správně.

K této práci nepatří návrh elektro instalace ani návrh řízení, avšak během návrhu bylo s odborníkem konzultováno vhodné umístění snímačů. Osy obsahující elektromotory s převodovkou jsou vždy vybaveny inkrementální snímačem rychlosti umístěným na hřídeli motoru a kromě pojezdu také absolutním snímačem polohy umístěným na volném konci výstupní hřídele převodovky. U pojezdu to nebylo možné z důvodu nedostatku volného místa na výstupní hřídeli, protože oba konce se podílí na přenosu krouticího momentu. U zvedání je aktuální poloha zjišťována pomocí snímače využívajícího lankového navijáku.

Kromě zvedání ramene je k transformaci pohybu použito určitého druhu ozubeného mechanismu, ať už pastorku a kola s vnitřním ozubením u naklápění plošiny s bubeníkem nebo pastorku a ozubeného hřebenu u zbylých pohybů. Hlavním důvodem použití jsou nízké náklady na výrobu ozubených pastorků (a kol v případě naklápění), které probíhá pomocí laseru vypalující ozubení do plechu. Vzhledem k tomu, že se jedná o zařízení s krátkou dobou provozu, si lze případné nepřesnosti dovolit. Hřebeny jsou v případě pojezdu a spouštění mechanické zarážky nakoupeny od prodejce brámových systémů. U vysouvání je celý mechanismus propůjčen s již existujícího stroje. Volbou těchto mechanismů tak bylo učiněno značné snížení nákladů.

Přestože návrh posuvné a zvedací plošiny probíhal souběžně s výrobou, podařilo se i během poměrně krátkého časového období celý projekt uskutečnit. Snahou bylo výslednou pořizovací cenu stlačit co nejnižší bez toho aby byla ohrožena bezpečnost osob nebo ztráta funkčnosti. Mnoho součástí je tak vypáleno z plechu, mnoho součástí je propůjčeno z existujících zařízení, a navíc je téměř celá ocelová konstrukce vyrobena z darovaného materiálu. Pomocí těchto a mnoha jiných opatření tak byly naplněny představy zadavatele. Správný chod zařízení byl ověřen během pódiové zkoušky, kdy byla za přítomnosti revizního technika provedena zatěžkávací zkouška a zkouška funkčnosti.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] AZ Pohony: *Pohony vrat a bran, závory, samonosné posuvné brány* [online]. [cit. 2014-05-18]. Dostupné z: www.azpohony.cz
- [2] ČSN 73 1401. *Navrhování ocelových konstrukcí*. Český normalizační institut, Březen 1998
- [3] ČSN EN 280. *Pojízdné zdvihací pracovní plošiny - Konstrukční výpočty - Kritéria stability - Konstrukce - Bezpečnost - Přezkoušení a zkoušky*. Úřad pro technickou normalizaci metrologii a státní zkušebnictví, Leden 2014.
- [4] MOTOR-GEAR a.s.: *Kuželočelní převodovky TF, TA a TC*. www.motor-gear.cz
- [5] SIEMENS: *Trojfázové asynchronní motory nakrátko 1LA7*. www.motor-gear.cz
- [6] SKF: *Kluzná pouzdra SKF*. www.pkservis.com
- [7] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 1. vyd. Úvaly: Albra, 2003, xv, 865 s. ISBN 80-864-9074-2.
- [8] MAYR: *Safety brakes for brake discs ROBA – diskstop*. Katalog firmy Mayr. www.mayr.com
- [9] Mynář B.: *Dopravní a manipulační zařízení*. Brno. Elektronická skripta VUT v Brně. 2002
- [10] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R MISCHKE a Richard G BUDYNAS. *Konstruování strojních součástí*. 1. vyd. Brno: VUTUM, 2010, s. 781-784. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [11] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R MISCHKE a Richard G BUDYNAS. *Konstruování strojních součástí*. 1. vyd. Brno: VUTUM, 2010, s. 792-793. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [12] ČSN EN 1993-1-1. *Navrhování ocelových konstrukcí: Obecná pravidla*. Úřad pro technickou normalizaci, 2013.
- [13] ČSN 41 1375. *Ocel 11 375*. Český normalizační institut, Duben 1994.
- [14] ČSN 41 1523. *Ocel 11 523*. Český normalizační institut, Duben 1994.
- [15] ČSN 41 5142. *Ocel 15 142*. Český normalizační institut, Duben 1994.



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

A	$[-]$	součinitele přesnosti ozubení dle Lewise [11]
B	$[-]$	součinitele přesnosti ozubení dle Lewise [11]
b_A	$[mm]$	šířka bočnice
b_D	$[mm]$	šířka ozubeného kola
b_{kP}	$[mm]$	účinná kontaktní šířka kola a kolejnice
b_{kV}	$[mm]$	účinná kontaktní šířka kola a kolejnice
b_N	$[mm]$	šířka ozubeného kola
b_V	$[mm]$	celková šířka bočnic nápravy vysouvání
b_P	$[mm]$	šířka ozubeného kola
b_P	$[mm]$	celková šířka bočnic nápravy pojezdu
d_A	$[mm]$	průměr čepu válce
D_{bN}	$[mm]$	průměr brzdne kružnice
D_{bz}	$[m]$	roztečná kružnice pastorku
d_G	$[mm]$	průměr čepu plošiny
D_{hbz}	$[mm]$	vnitřní průměr válce
D_{hv}	$[m]$	vnitřní průměr válce
D_{kN}	$[m]$	průměr roztečné kružnice ozubeného kotouče
d_N	$[mm]$	průměr hřídele převodovky
D_P	$[m]$	průměr roztečné kružnice pastorku
d_P	$[mm]$	průměr hřídele převodovky
D_{pN}	$[m]$	průměr roztečné kružnice pastorku
d_{pP}	$[mm]$	průměr hlavního čepu nápravy
D_V	$[m]$	průměr roztečné kružnice pastorku
d_V	$[mm]$	průměr hřídele převodovky [4]
E	$[MPa]$	Youngův modul pružnosti
F_{bz}	$[N]$	tíhová síla rámu bezpečnostní zarážky
F_E	$[N]$	reakce v podpoře E
F_F	$[N]$	reakce v podpoře F
F_G	$[N]$	reakce v bodě G
F_H	$[N]$	reakce v podpoře H
$F_{H(20)}$	$[N]$	reakce v podpoře H ($\alpha_z = 20^\circ$)
F_{hbz}	$[N]$	síla odporu zvedání



$F_{K(20)}$	[N]	reakční síla F_K při maximálním zdvihu ramene
f_{kp}	[-]	součinitel tření kluzného pouzdra
f_{kv}	[-]	součinitel tření kluzného plastu
F_M	[N]	reakční síla F_M zachycující složky ve směru osy x
F_N	[N]	reakce v bodě N
F_{r2N}	[N]	tabulková hodnota dovolené radiální síly
F_{r2V}	[N]	tabulková hodnota dovolené radiální síly
F_{RN}	[N]	radiální síla stanovená podle výrobce
F_{rP}	[N]	radiální síla působící v ozubení
F_{rV}	[N]	radiální síla působící v ozubení
F_{RV}	[N]	radiální síla stanovená podle výrobce
F_{tbz}	[N]	tečná síla ozubeného převodu
F_{tN}	[N]	tečná složka síly ozubeného převodu
F_{tV}	[N]	tečná složka síly působící v ozubení
F_{vzP}	[N]	tíhová síla od hmotnosti pojižděcího vozu
g	[m.s ⁻²]	gravitační konstanta
h_P	[mm]	výška bočnic nápravy pojezdu
i_{mN}	[-]	převodový poměr ozubeného mechanismu
K_R	[-]	součinitel způsobu přenosu krouticího momentu
K_{vbz}	[-]	součinitel dynamických sil
K_{vN}	[-]	součinitel dynamických sil
K_{vP}	[-]	součinitel dynamických sil
l_A	[m]	vzdálenost bodu A od B
l_{Ax}	[m]	pravoúhlá souřadnice bodu A od bodu B ve směru osy x
l_{Ay}	[m]	pravoúhlá souřadnice bodu A od bodu B ve směru osy y
l_{bP}	[mm]	poloviční délka bočnice pojezdu
l_{bz}	[m]	vzdálenost těžiště od osy otáčení (D)
l_C	[m]	vzdálenost bodu C od B
l_{Cx}	[m]	pravoúhlá souřadnice bodu C od bodu B ve směru osy x
l_{Cy}	[m]	pravoúhlá souřadnice bodu C od bodu B ve směru osy y
l_{dK}	[m]	vzdálenost těžiště kolejiště od klopné osy
l_E	[m]	vzdálenost působíště reakce F_E od podpory F
l_H	[m]	vzdálenost působíště reakce F_E od podpory K



l_{hbz}	[m]	zdvih hydraulického válce bezpečnostní zarážky
l_{hv1}	[m]	počáteční zdvih válce (0°)
l_{hv2}	[m]	délka vysunutého válce při 20° zvednutí ramene
l_p	[m]	délka poježdění
l_{pK}	[m]	vzdálenost těžiště plošiny od klopné osy
l_{pN}	[m]	rameno síly F_p
l_{pP}	[m]	vzdálenost působíště síly F_p a F_{zp} od podpory F
l_{pV}	[m]	vzdálenost působíště síly F_p a F_{zp} od podpory K
$l_{px(y)}$	[m]	vzdálenost těžiště plošiny od osy otáčení ramene
l_{rbz}	[m]	rameno třecí síly ke středu otáčení
l_{rK}	[m]	vzdálenost těžiště ramene od klopné osy
l_{rN}	[mm]	vzdálenost pastorku od převodové skříně
l_{rP}	[m]	vzdálenost působíště síly F_r od podpory F
l_{rP}	[mm]	vzdálenost pastorku od převodové skříně
l_{rV}	[mm]	vzdálenost pastorku od převodové skříně
$l_{rx(y)}$	[m]	vzdálenost těžiště ramene od osy otáčení ramene
l_v	[m]	délka poježdění
l_{vK}	[m]	vzdálenost těžiště výložníku od klopné osy
l_{vP}	[m]	vzdálenost působíště síly F_v od podpory F
l_{vV}	[m]	vzdálenost působíště síly F_v od podpory K
l_{vV}	[m]	vzdálenost působíště síly F_v od podpory K
$l_{vx(y)}$	[m]	vzdálenost těžiště výložníku od osy otáčení ramene
l_{vzK}	[m]	vzdálenost těžiště vozu od klopné osy
l_{vzP}	[m]	vzdálenost působíště síly F_{vz} od podpory F
l_{zpN}	[m]	rameno síly F_{zp}
M_{bNd}	[Nm]	dovolený brzdny moment
m_D	[mm]	modul ozubení
m_{hr}	[kg]	hmotnost horní části ramene
M_K	[Nm]	klopny moment
m_k	[kg]	hmotnost kolejiště
M_{kN}	[Nm]	krouticí moment na výstupní hřídeli převodovky
M_{kP}	[Nm]	krouticí moment na výstupní hřídeli převodovky
M_{kV}	[Nm]	krouticí moment na výstupní hřídeli převodovky



m_N	[mm]	modul ozubení
m_P	[mm]	modul ozubení
m_p	[kg]	celková hmotnost plošiny
m_{pz}	[kg]	hmotnost přidavného závaží
m_r	[kg]	hmotnost zvedaného ramene
M_S	[Nm]	stabilizující moment bez přidavného závaží
M_{tZ}	[Nm]	celkový moment od tíhových sil a nosnosti plošiny
m_v	[kg]	hmotnost vysouvacího výložníku
m_{vz}	[kg]	hmotnost pojezdového vozu
m_{zp}	[kg]	maximální statické užitečné zatížení
n'_{2N}	[s ⁻¹]	návrhové otáčky výstupní hřídele převodovky
n'_{kN}	[s ⁻¹]	návrhové otáčky ozubeného kotouče
n_{2N}	[s ⁻¹]	skutečné otáčky výstupní hřídele převodovky
n_{2P}	[s ⁻¹]	skutečné otáčky výstupní hřídele převodovky
n_{2V}	[s ⁻¹]	skutečné otáčky výstupní hřídele převodovky
p_{hbzd}	[bar]	dovolený pracovní tlak ve válci
p_{hvd}	[bar]	dovolený pracovní tlak ve válci
R_{bz}	[m]	poloměr roztečné kružnice pastorku
r_D	[m]	poloměr čepu zarážky
Re	[MPa]	mez kluzu v tahu
Res	[MPa]	mez kluzu ve smyku
r_G	[m]	poloměr čepu plošiny
r_{kP}	[m]	poloměr čepu pojezdového kola
R_{kP}	[mm]	poloměr pojezdového kola
r_{kV}	[m]	poloměr čepu pojezdového kola vysouvání
R_{kV}	[m]	poloměr pojezdového kola vysouvání
r_{pN}	[m]	poloměr roztečné kružnice pastorku
R_{pN}	[N]	roztečný poloměr pastorku
R_{pP}	[mm]	poloměr roztečné kružnice pastorku
R_{pV}	[mm]	poloměr roztečné kružnice pastorku
S_{kP}	[mm ²]	plocha příčného průřezu čepu pojezdového kola
S_{kV}	[mm ²]	plocha průřezu čepu pojezdového kola
t_{bz}	[s]	doba otevírání zarážky



v'_P	[m.s ⁻¹]	návrhová rychlost pojiždění
v'_V	[m.s ⁻¹]	požadovaná rychlost vysouvání
v_{bz}	[m.s ⁻¹]	obvodová rychlost pastorku
v_N	[m.s ⁻¹]	obvodová rychlost pastorku naklápění
v_P	[m.s ⁻¹]	skutečná rychlost pojiždění
v_V	[m.s ⁻¹]	skutečná rychlost vysouvání
W_{oP}	[mm]	průřezový modul v ohybu bočnice
x_V	[m]	délka vysunutí výložníku
Y_D	[-]	Lewisův součinitel tvaru zubu pro 37 zubů
Y_N	[-]	Lewisův součinitel tvaru zubu pro 17 zubů [10]
Y_P	[-]	Lewisův součinitel tvaru zubu pro 28 zubů
$\alpha_{bz1,2}$	[°]	úhel rozevření zarážky k horizontální ose ramene
α_{ez}	[°]	úhel záběru evolventního ozubení
α_N	[rad]	celkové naklopení plošiny
α_Z	[°]	úhel zdvihu ramene
β_{A2}	[°]	sklon síly F_A vzhledem k podélné ose ramene
β_{Z1}	[°]	počáteční úhel hydraulického válce vůči podélné ose ramene
γ_m	[-]	součinitel materiálu [2]
γ_Z	[°]	úhel otevření válce v počáteční poloze
η_p	[m]	účinnost převodovky
ξ_v	[m]	rameno valivého odporu ocel-ocel [7]
σ_d	[MPa]	dovolené napětí pro zvolený materiál
σ_{Hd}	[MPa]	maximální dovolený Hertzův tlak pro zvolený materiál
σ_{oN}	[MPa]	maximální napětí v ohybu hřídele převodovky
σ_{oP}	[MPa]	maximální napětí v ohybu hřídele převodovky
σ_{oV}	[MPa]	maximální napětí v ohybu hřídele převodovky
$\tau_{d(15\ 142)}$	[MPa]	dovolené napětí pro zvolený materiál
τ_{kN}	[MPa]	maximální napětí v krutu hřídele převodovky
τ_{kP}	[MPa]	maximální napětí v krutu hřídele převodovky
τ_{kV}	[MPa]	maximální napětí v krutu hřídele převodovky
ω_N	[rad.s ⁻¹]	úhlová rychlost naklápění plošiny
σ_H	[MPa]	Hertzův kontaktní tlak



SEZNAM PŘÍLOH

Příloha A Fotodokumentace plošiny při pódiové zkoušce

Výkresová dokumentace:

0244-01-001-A0 Posuvná a zvedací plošina

0244-01-002-A1 Dráha kolejiště

0244-01-003-A2 Pojížděcí vůz

0244-01-004-A1 Rameno

0244-01-005-A2 Výložník

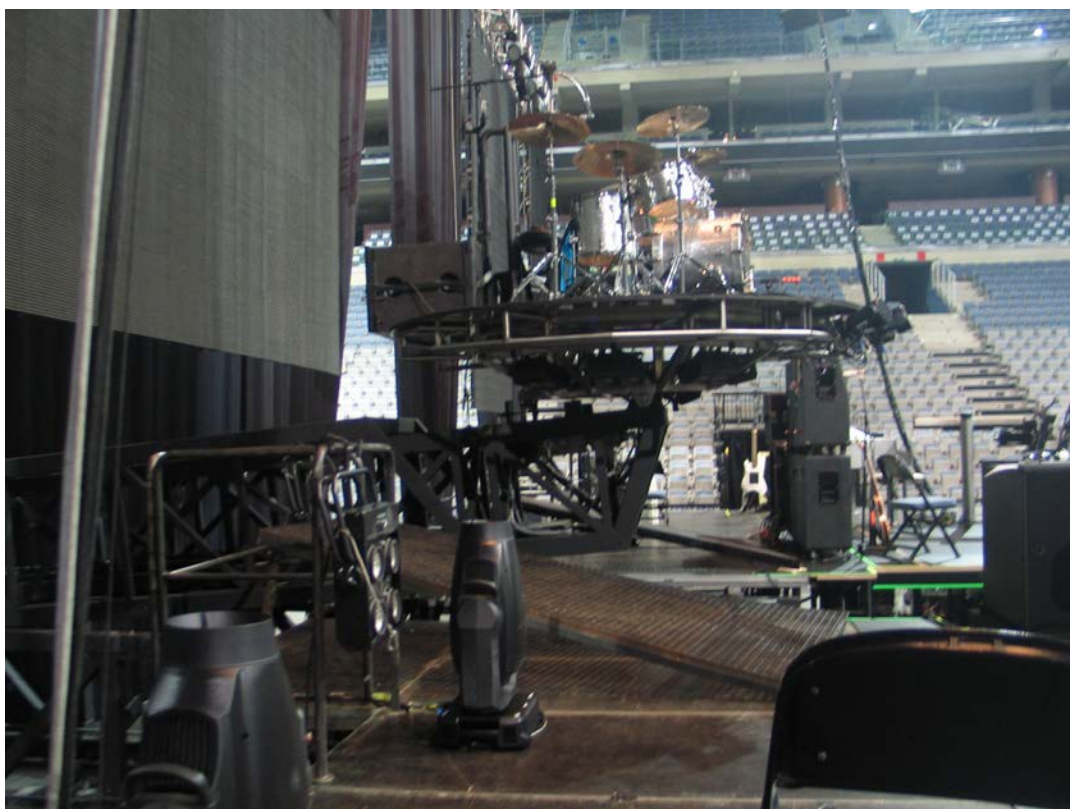
0244-01-006-A2 Plošina pro Bubeníka



FOTODOKUMENTACE PLOŠINY PŘI PÓDIOVÉ ZKOUŠCE



Obr. I Přední pohled polohy Marshall



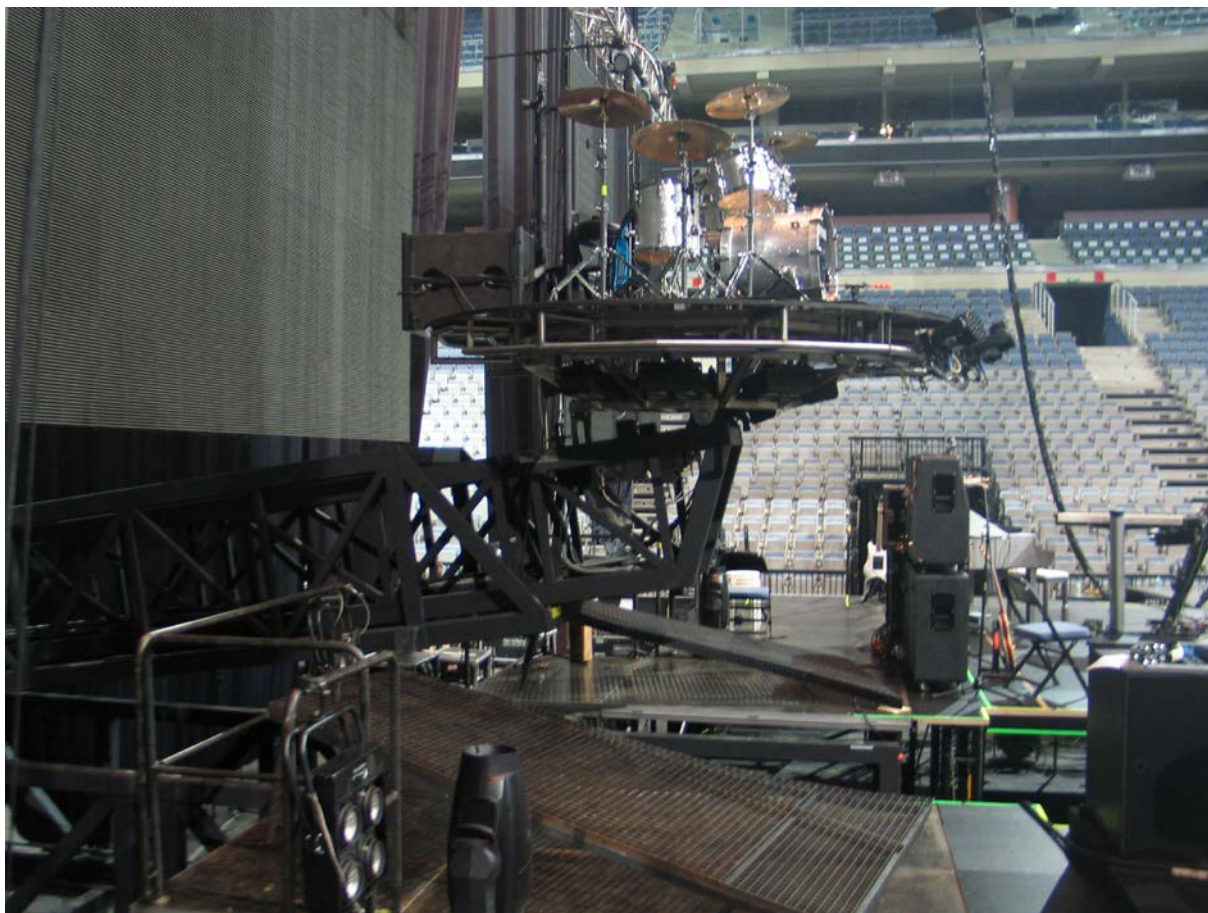
Obr. II Boční pohled polohy Marshall



Obr. III Poloha Marshall při ostrém provozu



Obr. IV Přední pohled na polohu Marshall+1



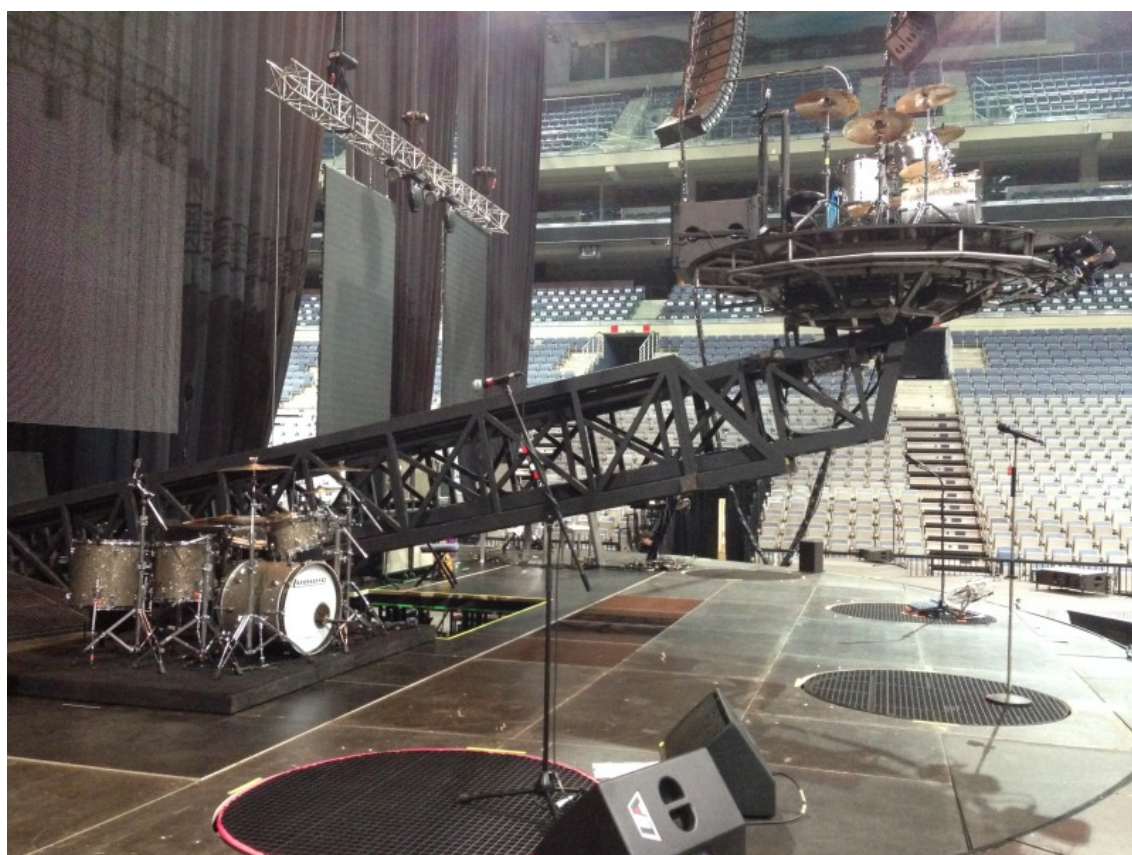
Obr. V Boční pohled na polohu Marshall+1



Obr. VI Poloha Marshall+1 při ostrém provozu



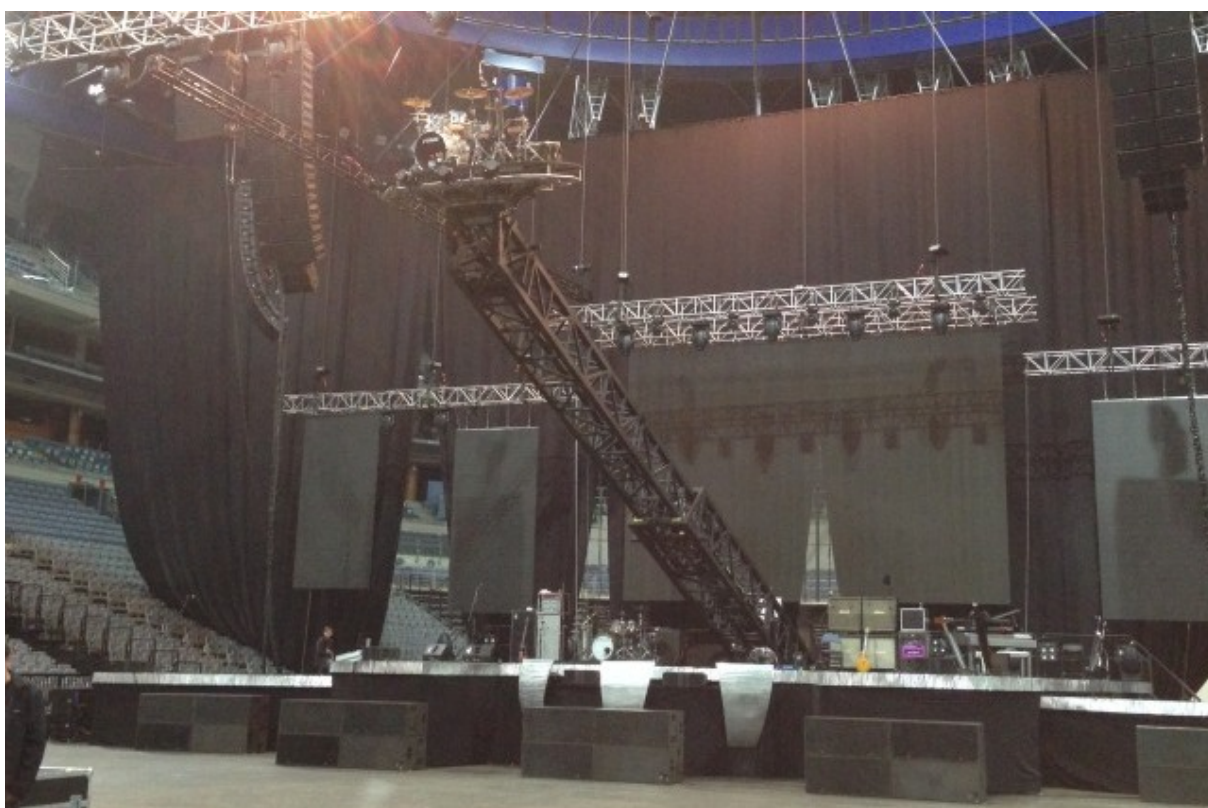
Obr. VII Přední pohled na polohu Forbína



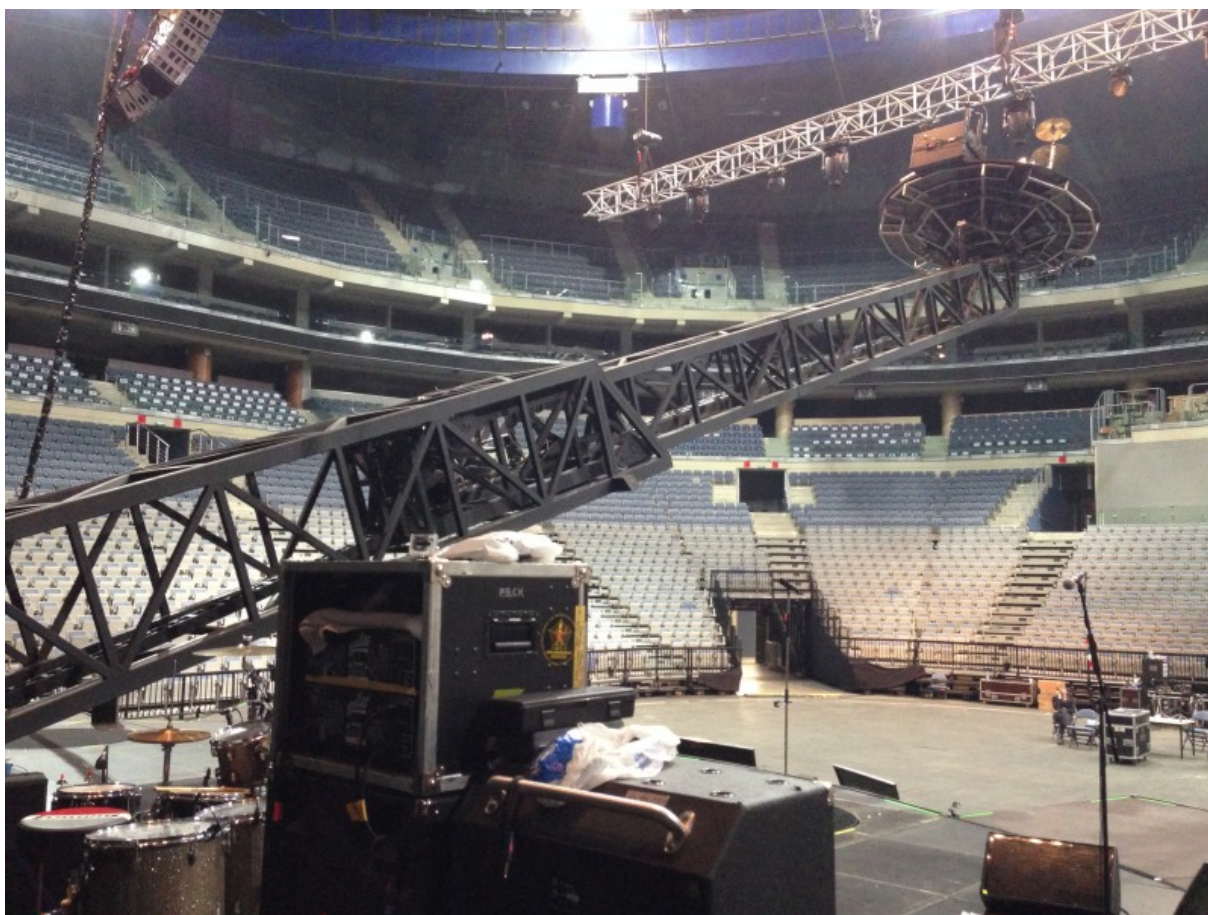
Obr. VIII Boční pohled na polohu Forbína



Obr. IX Poloha Forbína při ostrém provozu



Obr. X Přední pohled na polohu Plné vysunutí



Obr. XI Boční pohled na polohu Plné vysunutí